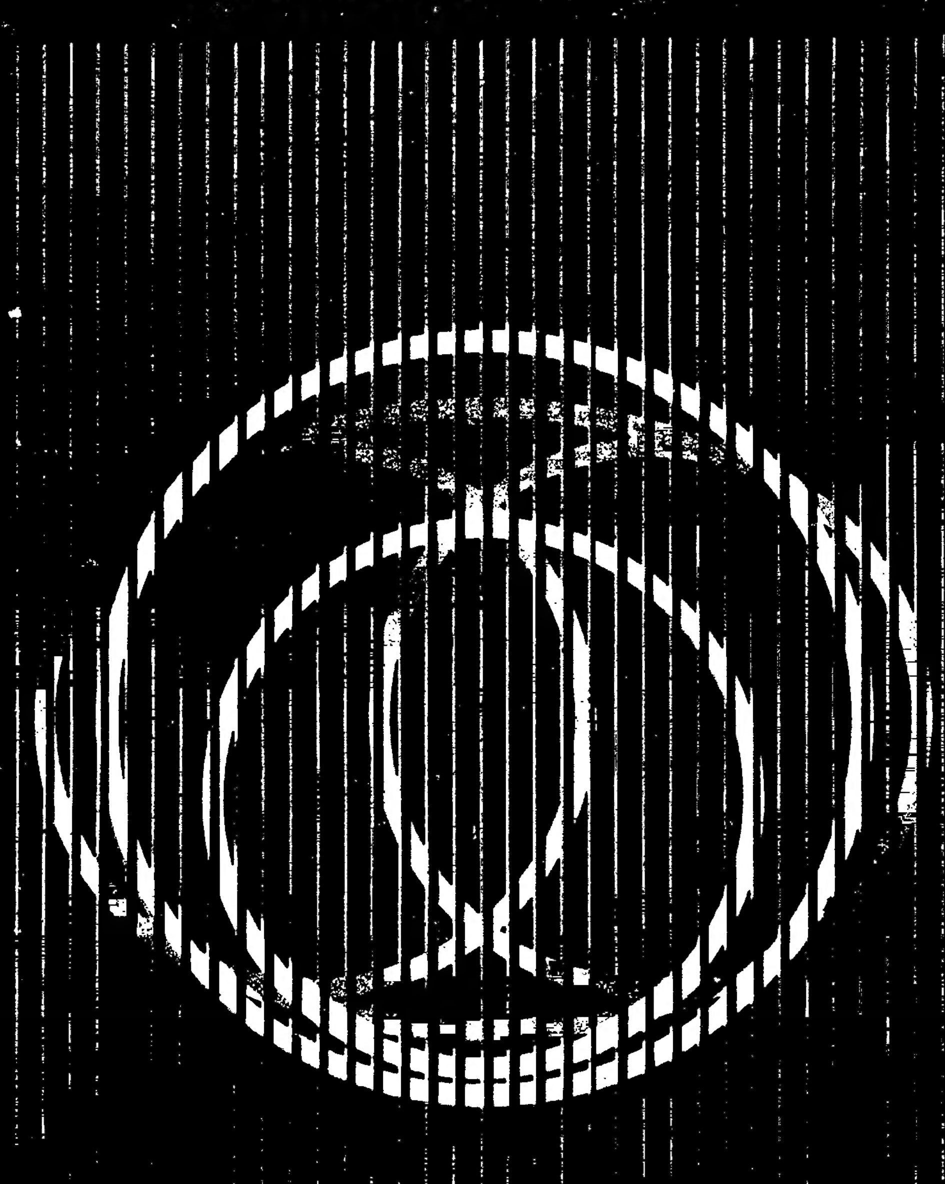
И. Г. ШУБОВ

ШУМ И ВИБРАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН



И. Г. ШУБОВ

ШУМ И ВИБРАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН



«ЭНЕРГИЯ»
Ленинградское отделение
1974

6П2.12
Ш 95
УДК 621.313-755.34

Шубов И. Г.

Ш 95 Шум и вибрация электрических машин. Л., «Энергия», 1973.

200 с. с ил.

В книге дан анализ источников шума и вибрации электрических машин. Даются общие указания по проектированию малошумной электрической машины. Некоторые этапы проектирования иллюстрируются примерами расчетов.

Книга предназначена для инженеров-проектировщиков электрических машин, а также может служить учебным пособием для студентов, специализирующихся по электрическим машинам.

$Ш\frac{30307\text{-}113}{051(01)\text{-}74}$ 159-74 6П2.12

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вопросам снижения шума и вибрации электрических машин в последние годы уделяют большое внимание. Вызвано это во многом возросшими требованиями к условиям обслуживания электрооборудования.

Как известно, малошумная работа электрической машины в значительной мере должна обеспечиваться на стадии ее проектирования и поэтому инженеру-конструктору необходимо знать, чем вызывается шум машины и какими способами он подавляется. В связи с отсутствием у нас литературы, систематизирующей вопросы шума и вибрации электрических машин, возникла необходимость в написании этой книги.

Книга состоит из 12 глав. В главах 1—3 даны краткие сведения из акустики, общая характеристика источников вибрации и шума в электрических машинах и описание способов их расчетной оценки.

В главах 4—6 рассмотрены вопросы возникновения магнитного шума в машинах переменного и постоянного тока. В этих главах на конкретных примерах показано, как производится расчет магнитного шума электрической машины. Особое внимание здесь уделено выбору чисел пазов статора и ротора, влиянию скоса пазов и других факторов на магнитный шум.

В главе 7 дается характеристика машин различного исполнения с точки зрения возбуждения аэродинамического шума. Описаны способы снижения шума при помощи глушителей.

В главе 8 рассмотрены колебания валов. Здесь особое внимание уделено расчету критических скоростей вращения вала, балансировке роторов, крутильным колебаниям.

В главах 9—12 дана характеристика шума и вибрации, возбуждаемых подшипниками качения

и щеточным аппаратом; рассматривается амортизация машин с точки зрения звукоизоляции; дается описание методов измерения шума и вибрации и краткая характеристика применяемой аппаратуры.

Учитывая, что оценка вибрации и шума машин в книге производится по децибельной шкале, автор с целью упрощения расчетов точные решения в ряде случаев заменяет приближенными.

Автор благодарит сотрудников, с которыми он работает уже много лет, чья большая помощь во многом способствовала созданию этой книги.

Замечания и отзывы просьба направлять по адресу: 192041, Ленинград, Д-41, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение издательства «Энергия».

Автор

Глава первая

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ АКУСТИКИ

1-1. КОЛЕБАНИЯ И ЗВУК

Любая механическая колебательная система является источником звуковых волн.

Звук при достаточной силе воспринимается ухом в диапазоне частот 16—16 000 *гц*. Наш слух обладает способностью одинаково реагировать не на абсолютный прирост частоты, а на относительное ее изменение.

Увеличение любой частоты вдвое всегда приводит к ощущению повышения тона на определенную величину, которая называется октавой. Так, например, изменение частоты от 50 до 100 *гц* или от 100 до 2000 *гц* воспринимается на слух как одинаковое изменение высоты звука — на одну октаву. Диапазон доступных слуху звуков равен примерно 10 октавам.

Между длиной звуковой волны λ и частотой f существует следующая зависимость:

$$\lambda = c/f, \tag{1-1}$$

где c — скорость звука, равная для воздуха 340 *м/сек*, для стали 5000 *м/сек*, для воды 1450 *м/сек*.

На рис. 1-1 приведены длины звуковых волн в воздухе, стали и воде при различных частотах.

Распространяющаяся звуковая волна характеризуется силой звука.

Для синусоидальной волны сила звука

$$I = p^2/(2\rho c), \ вт/см^2, \tag{1-2}$$

где p — амплитуда переменного звукового давления, *дин/см*^{2}.

Величина ρc называется удельным акустическим сопротивлением среды. Так, при температуре 20° С для воздуха оно равно 41 *гс/(см*^{2}*·сек)*, для воды — $1{,}5 \cdot 10^5$ *гс/(см*^{2}*·сек)*, для стали — $4{,}8 \cdot 10^6$ *гс/(см*^{2}*·сек)*. Чтобы звук был слышен, он должен при

каждой частоте иметь достаточную силу. На рис. 1-2 (по Флетчеру и Мансону) нижняя кривая соответствует порогу слухового восприятия на всех частотах. Для восприятия звука в 1000 *гц* требуется минимальное звуковое давление в $2 \cdot 10^{-4}$ *дин/см²*. Сила звука, вызывающая болевые ощущения, соответствует верхней кривой и равна примерно 200 *дин/см²*. Площадь, ограниченная нижней и верхней кривой, называется областью слышимости.

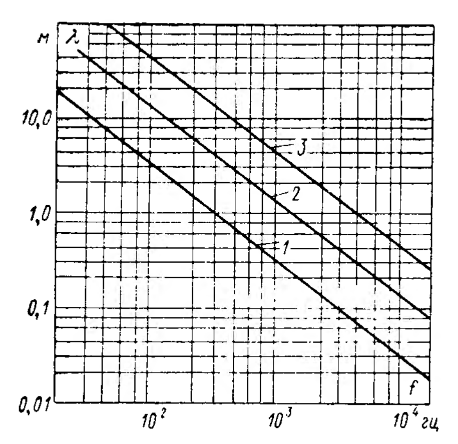


Рис. 1-1. Длина звуковых волн в воздухе (*1*), воде (*2*) и стали (*3*)

Аналогично кривой порога слышимости, характеризующей на всем своем протяжении одинаковые слуховые ощущения, можно провести и другие кривые одинакового ощущения громкости звука, полученные сравнительными испытаниями. Из рис. 1-2 видно, что ухо не так чувствительно к низким тонам, как к высоким.

В основе построения шкалы уровней громкости L принят закон Вебера—Фехнера, по которому чувствительность уха пропорциональна логарифму силы звука I.

Рис. 1-2. Кривые равной громкости (по Флетчеру и Мансону)

1-2. ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Единицей уровня громкости звука является фон. Шкала уровней громкости была установлена следующим образом. Уровень громкости основного тона в 1000 *гц*, отнесенный к пороговому звуковому давлению $2 \cdot 10^{-4}$ *дин/см²* или пороговой силе звука 10^{-16} *вт/см²*,

$$L = 20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-4}} = 10 \lg \frac{I}{10^{-16}}, \text{ фон.} \qquad (1\text{-}3)$$

Чтобы определить уровень громкости звука любого тона, его сравнивают с уровнем тона частотой 1000 *гц*. На рис. 1-2 кривые равной громкости расположены с интервалом в 10 *фон* одна от другого. В приложении I приведены уровни громкости различных источников шума.

Для уровней громкости более 60 *фон* на участке, где кривые равной громкости идут почти параллельно, уровень громкости шума нескольких источников, звуковое давление которых равно p_1, p_2, p_3, ..., а сила звука соответственно I_1, I_2, I_3, ..., может быть вычислен по формулам:

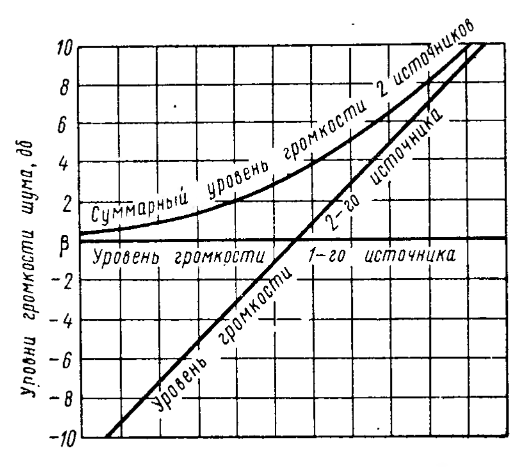


Рис. 1-3. Суммирование уровней громкости

$$L = 10 \lg \frac{p_1^2 + p_2^2 + p_3^2}{2 \cdot 10^{-4}}, \text{ фон} \qquad (1\text{-}4)$$

или

$$L = 10 \lg \frac{I_1 + I_2 + I_3}{10^{-16}}, \text{ фон.} \qquad (1\text{-}5)$$

Результат суммирования уровней представлен в общем виде на рис. 1-3.

Если суммируются два уровня громкости, то выделяется всегда источник звука, уровень громкости которого больше; при условии, что громкость звуковых источников одинакова, к уровню громкости любого из них прибавится 3 *фон*. Суммирование нескольких уровней громкости производится постепенно — этапами.

В практике измерений шума пользуются объективными единицами измерений — децибелами, не учитывающими восприимчивость слуха. Децибельная шкала также построена на сопоставлении двух измеряемых уровней звуковых давлений или мощностей.

Измерения, произведенные в фонах и децибелах, совпадают только при частоте 1000 *гц*. На остальных частотах два источника шума с одинаковыми уровнями громкости шума в децибелах воспринимаются слухом неодинаково.

В практике в большинстве случаев приходится иметь дело со сложными звуками, представляющими собой смесь многих простых колебаний различной интенсивности и частоты. Сложный звук может быть представлен в виде осциллограммы (рис. 1-4, *а*) либо спектрограммы (рис. 1-4, *б*). В акустике запись колебательных процессов чаще производится при помощи спектрограмм.

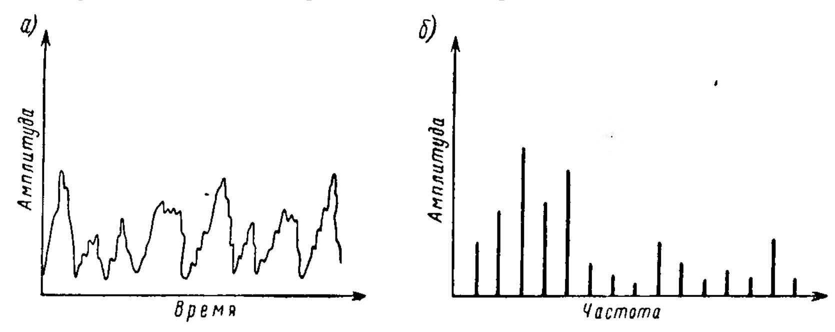


Рис. 1-4. Осциллограмма (*а*) и спектрограмма (*б*) сложного звука

Пример 1. Требуется определить общий уровень громкости шума в машинном отделении, в котором установлены три машины с уровнями шума 85, 85 и 82 *дб*.

Р е ш е н и е. Суммируя два источника 85 и 85 *дб*, находим по рис. 1-3 поправку 3 *дб*, т. е. общий их уровень громкости составит 88 *дб*. Для суммы 88 и 82 *дб* поправка составляет 1 *дб*, откуда суммарный уровень громкости шума в машинном отделении составляет 89 *дб*.

Определение общего уровня громкости шума сложного звука производится по спектрограмме суммированием отдельных составляющих аналогично тому, как это показано в примере.

Соотношение между колебательным давлением p, *дин/см*², и скоростью колебаний вибрирующей поверхности $\dot{y}$, *см/сек*, при частоте f, *гц*, имеет вид:

$$p = \rho c \dot{y}, \qquad (1\text{-}6)$$

тогда сила звука из (1-2)

$$I = \frac{1}{2} p \cdot \dot{y} \cdot 10^{-7}, \ вт/см^2. \qquad (1\text{-}7)$$

Здесь скорость колебаний $\dot{y}$ принимается как эффективное значение, т. е. максимальной амплитудой синусоидальной вибрации является величина $\sqrt{2}\dot{y}$.

Поскольку колебательное давление, принимаемое за нуль, составляет $2 \cdot 10^{-4}$ *дин/см*², то соответствующий нуль для колебательной скорости по формуле (1-6) равен $5 \cdot 10^{-6}$ *см/сек*. Анало-

гично пороговые значения могут быть установлены для смещения y и ускорения $\ddot{y}$. При исследованиях вибраций по смещению, скорости или ускорению их интенсивность оценивают в относительных единицах, применяя шкалу децибелов аналогично формуле (1-3).

Между амплитудными значениями гармонического смещения y, скорости $\dot{y}$ и ускорения $\ddot{y}$ одной и той же точки, колеблющейся с круговой частотой ω, существуют соотношения:
для скорости

$$\dot{y} = \omega y;$$

для ускорения (1-8)

$$\ddot{y} = \omega^2 y.$$

При измерениях уровней ускорения и колебательного смещения звуковой вибрации получил распространение такой выбор нулевых уровней, при котором для частоты 1000 *гц* получается одинаковое значение уровня вибрации в децибелах (по скорости, ускорению и смещению). При этом эффективные значения ускорения $\ddot{y}$ и смещения y звуковой вибрации, отвечающие нулевым уровням ускорения и скорости, должны быть соответственно равны:

$$\ddot{y}_0 = 2\pi \cdot 1000\dot{y} = 3 \cdot 10^{-2} \ см/сек^2,$$

$$y_0 = \frac{5 \cdot 10^{-6}}{2\pi \cdot 1000} = 8 \cdot 10^{-10} \ см.$$

Если $L_{\dot{y}}$ — уровень скорости, имеющий частоту f, *гц*, то уровни их ускорения $L_{\ddot{y}}$ и смещения L_y будут:

$$L_{\ddot{y}} = L_{\dot{y}} + 20 \lg \frac{f}{1000};$$
$$L_y = L_{\dot{y}} - 20 \lg \frac{f}{1000}. \qquad (1\text{-}9)$$

Пример 2. На сколько отличается измеренный в децибелах по скорости уровень звуковой вибрации от ее уровня по ускорению при частотах 200 и 2000 *гц*?

Решение. По формулам (1-9) находим поправку, которая должна быть прибавлена к уровню гармонической вибрации, оцениваемому по скорости, чтобы получить уровень по ускорению:

$$L_{\ddot{y}} - L_{\dot{y}} = 20 \lg \frac{f}{1000},$$

для частоты 200 *гц*:

$$L_{\ddot{y}} - L_{\dot{y}} = 20 \lg 0{,}2 = -14 \ дб,$$

для частоты 2000 *гц*:

$$L_{\ddot{y}} - L_{\dot{y}} = 20 \lg 2 = 6 \ дб.$$

1-3. ИЗЛУЧЕНИЕ ШУМА

При исследованиях шума, возбуждаемого электрическими машинами, обычно сталкиваются с двумя видами шума, которые различают по характеру возникновения.

а. Шум, вызванный вибрацией поверхности корпуса машины и контактирующих с ним элементов фундамента.

б. Шум, возникающий вследствие движения воздуха, вентилирующего активное ядро машины.

Первый вид шума обычно преобладает в закрытых машинах. Сюда относятся машины с водяным охлаждением и замкнутой самовентиляцией. В этом случае звукообразование зависит не только от интенсивности вибрации корпуса, но и от отношения между размерами источника звука и длиной передаваемой волны, а также распределения узловых линий на излучаемой поверхности. Если длина волны велика по сравнению с размерами источника шума, то сила излучаемого звука повышается с увеличением размеров излучателя. Поэтому в случае малого размера машины создаются более благоприятные условия для излучения высоких звуковых частот, чем для низких.

Если длина волны мала по отношению к размерам корпуса, то сила излучаемого звука мало зависит от частоты. Так, например, крупные турбогенераторы хорошо излучают низкие и высокие частоты.

Колеблющаяся поверхность, все точки которой имеют одинаковую фазу и амплитуду колебаний, является излучателем нулевого вида. Идеальным излучателем нулевого вида является пульсирующий шар. Излучателями высшего порядка являются поверхности, имеющие узлы и пучности колебаний. Корпуса электрических машин относятся к источникам колебаний как нулевого, так и высшего порядка. Излучатели высшего порядка при равных амплитудах излучают меньше энергии, чем излучатель нулевого порядка. Объясняется это тем, что звуковые давления, возникающие на поверхности двух смежных участков, имеющих различную фазу колебаний, вызывают ослабление звука в точке, отстоящей на каком-то расстоянии от корпуса. Это ослабление звуковой энергии проявляется тем в большей степени, чем больше длина излучаемой волны по сравнению с линейными размерами машины. В связи с этим в закрытых электрических машинах при прочих равных условиях вибрации высших порядков дают меньшую силу звука, чем вибрации нулевого и низших порядков.

Помимо шума, излучаемого вибрирующими поверхностями машин, возникает шум, исходящий от металлических конструкций, контактирующих с машиной. Сюда прежде всего относятся металлические фундаменты и судовые сварные конструкции.

Уменьшение шума, издаваемого указанными элементами, производится при помощи амортизаторов, устанавливаемых под лапы вибрирующей машины.

Второй вид шума преобладает преимущественно в вентилируемых по разомкнутому циклу машинах. Здесь шум обусловлен движущимися потоками воздуха, вызванными вращением ротора и вентилятора. Более подробно этот шум описан в гл. 7.

1-4. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ШУМА

На открытом воздухе звуковые волны распространяются от источника равномерно во все стороны. Если этот источник достаточно мал по сравнению с длиной волны, звуковое давление уменьшается с расстоянием r как $1/r$, а сила звука — как $1/r^2$. Зная силу звука на расстоянии 1 *м* от источника, можно определить силу звука на некотором расстоянии r, отняв от уровня силы исходного звука величину $10 \lg \frac{1}{r^2}$ или $20 \lg \frac{1}{r}$. Следовательно, при удвоении расстояния от источника звука его уровень снижается на 6 *дб*. Этот закон ослабления действителен для частот, не превышающих 1000 *гц*. Если распространение звука не является одинаковым во всех направлениях, то говорят о направленности его распространения. Свойства направленности проявляются, когда размеры машины больше длины волны. Поэтому особенно свойства направленности проявляются на высоких частотах и в крупногабаритных машинах.

В закрытых помещениях на уменьшение силы звука оказывают влияние кроме расстояния, также стены, потолок, пол и наличие в этих помещениях оборудования. Чем больше потерь испытывает звук на границах помещения, тем больше заметно уменьшение силы звука. Сила и частотная характеристика отраженного звука зависят как от поглощающих свойств поверхностей, так и от размеров помещения. Поэтому одной из мер эффективного снижения шума в помещениях является покрытие стен и потолка звукопоглощающими материалами. Возможность экранирования звука внутри помещения зависит от отношения длины волны к линейным размерам экрана. Благоприятные результаты могут быть получены при больших экранах и коротких звуковых волнах. Размеры поверхности экрана должны быть по меньшей мере вдвое больше длины волны; кроме того, источник звука с одной стороны экрана и место обслуживания с другой его стороны должны находиться на расстоянии не менее длины одной волны от экрана. Если звуковая волна падает на границу, разделяющую две среды, то часть звука передается в другую среду (поглощается), другая же часть отражается. Отношение силы поглощенного звука к силе падающего звука называется коэффициентом поглощения; отношение силы отраженного звука к падающему — коэффициентом отражения. Коэффициент поглощения твердыми телами на средних частотах может достигать максимально 3%.

В практике имеют место случаи, когда полностью закрытая машина (например, с водяным охлаждением) имеет из-за наличия

в корпусе малых отверстий (например, для выводов или уплотнений вала) повышенный уровень шума. Объясняется это тем, что звуковые волны легко проходят через малые отверстия. Снижение звукоизоляции корпуса ΔL может быть в этом случае рассчитано по формуле:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{kf}{F} \cdot 10^{L/10}\right],\ \partial б, \qquad (1\text{-}10)$$

где L — звукоизолирующая способность корпуса машины, *дб*; F — поверхность корпуса; f — площадь отверстий; k — коэффициент, равный 1 для круглых и квадратных отверстий и возрастающий до 10 — для прямоугольных отверстий с отношением их длины к ширине, равным 1000. Эта формула не приемлема для отверстий с большими поперечными сечениями.

Пример 3. В машине с водяным охлаждением в корпусе имеется прямоугольное отверстие для токоподвода площадью 0,02 $м^2$. При $k = 3$ и звукоизолирующей способности корпуса $L = 30$ *дб* снижение звукоизоляции корпуса за счет отверстий составляет

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + 3 \cdot \frac{0{,}02}{10} \cdot 10^{30/10}\right] = 8{,}5\ \partial б.$$

Поэтому снижение шума в машинах закрытого исполнения может быть также легко достигнуто за счет уплотнения отверстий, имеющихся в их корпусе.

1-5. ВРЕДНОЕ ВЛИЯНИЕ ШУМА НА ЧЕЛОВЕЧЕСКИЙ ОРГАНИЗМ

Воздействие шума на человека может иметь последствия двух категорий:

а) отрицательное влияние на всю нервную систему в целом;

б) повреждение слухового аппарата.

Многочисленные наблюдения показывают, что работа, и особенно отдых, при повышенных уровнях громкости шума приводит к повышению кровяного давления и повышенной раздражительности. Общее самочувствие ухудшается, а трудоспособность, особенно при умственном труде, понижается. Степень опасности длительного действия шума с точки зрения потери слуха характеризуется американским стандартом $Z24 — X2$ следующим образом:

— непрерывное действие шума с уровнем 80 *дб* в полосе частот 300—600 *гц* ежедневно в течение 8 *ч* практически не вызывает потери слуха в речевом диапазоне частот 1000—2000 *гц*;

— уровни громкости шума 88—95 *дб* в том же диапазоне частот вызывают через 30 лет потерю слуха на частоте 1000 *гц* 8—13 *дб*, а на частоте 2000 *гц* 13,5—19 *дб*;

— уровень громкости шума 73 *дб* в полосе частот 1200—2400 *гц* вызывает через 7 лет потерю слуха на частоте 4000 *гц* 5 *дб*, а уровни громкости 83 и 88 *дб* вызывают через 30 лет потерю слуха на той же частоте 27 и 33 *дб*.

Допустимые уровни громкости шума в рабочих помещениях и на рабочих местах, принятые в настоящее время в СССР, указаны ниже:

Степень напряженности	нормальная	повышенная	высокая	очень высокая
Уровень громкости, *фон*, производственных шумов:				
низкочастотные	<70	71—80	81—110	>116
среднечастотные	<65	66—75	76—105	105
высокочастотные	<55	55—65	66—100	100

Глава вторая

ИСТОЧНИКИ ШУМА И ВИБРАЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

2-1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ИСТОЧНИКОВ

а. Электромагнитные силы. Эти силы действуют в воздушном зазоре между статором и ротором и имеют характер вращающихся или пульсирующих силовых волн. Их величина зависит от электромагнитных загрузок и некоторых конструктивных и расчетных параметров активного ядра машины. Величина вызываемой электромагнитными силами вибрации во многом зависит от характеристик статора как колебательной системы. В большинстве типов электрических машин магнитная вибрация лежит в диапазоне частот 100—4000 *гц*.

В задачу проектирования обычно входит выбор таких расчетных и конструктивных параметров, которые обеспечили бы максимальное ослабление электромагнитных сил и вибрации, передаваемой на корпус электрической машины.

б. Подшипники качения. Интенсивность этого источника зависит от следующих факторов:

— от качества изготовления самих подшипников; здесь имеется в виду такое изготовление, которое обеспечило бы минимальные вибрации наружного кольца подшипника при его вращении в специальной испытательной установке вне машины;

— от точности обработки мест под посадку подшипников и замков в щитах для их фиксации относительно корпуса машины; указанные операции должны обеспечить максимальную соосность подшипниковых узлов и отсутствие искажений геометрических форм дорожек качения при посадке подшипников на вал;

— от виброакустических свойств подшипниковых щитов, которые при неудачных конструктивных формах могут быть интенсивными излучателями шума, возбуждаемого подшипниками.

Таблица 2-1

Скорость вращения	Тип машины	Тип подшипника	Источник	
			вибрации	шума
До 1000 *об/мин* (рис. 2-1, *а*)	Крупные электродвигатели постоянного и переменного тока	Скольжения	Магнитные силы	Посторонний вентилятор; щеточный аппарат
1500 *об/мин* (рис. 2-1, *б*)	Электрические машины постоянного и переменного тока средней и малой мощности	Скольжения (1) Качения (2)	Магнитные силы; небаланс Подшипники; магнитные силы; небаланс	Встроенный вентилятор
3000 *об/мин* (рис. 2-1, *в*)	Электрические машины постоянного и переменного тока средней и малой мощности	Скольжения (1) Качения (2)	Небаланс; магнитные силы Подшипники; небаланс; магнитные силы	Встроенный вентилятор
3000 *об/мин* (рис. 2-1, *г*)	Крупные турбогенераторы 100—500 *мвт*	Скольжения	Небаланс; магнитные силы	Магнитные силы, встроенные вентиляторы, щетки
1500—3000 *об/мин* (рис. 2-1, *д*)	Высокочастотные индукторные генераторы	Скольжения; качения	Магнитные силы	Магнитные силы

в. Аэродинамические силы. Интенсивность этого источника шума зависит от того, насколько хорошо с точки зрения аэродинамики и акустики сконструированы вентилятор и вентиляционные каналы машины. Здесь имеется также в виду удачный выбор конструктивных форм и геометрических размеров отдельных элементов вентиляционных путей, по которым проходит охлаждающий воздух, и допустимые скорости воздуха на отдельных участках вентиляционной цепи.

Особое внимание здесь уделяется также конструированию тонкостенных воздуховодов, которые могут явиться интенсив-

ными излучателями шума. Хорошо выполненная в аэродинамическом отношении электрическая машина не содержит в спектре шума дискретных составляющих.

г. **Механическая несбалансированность роторов.** Этот источник возбуждает ощутимые вибрации особенно в быстроходных машинах со скоростями вращения 3000 *об/мин* и выше.

Уменьшение небаланса ротора достигается динамическим уравновешиванием ротора на балансировочном станке или, в особых случаях, в собранной машине. Чрезвычайно важным является

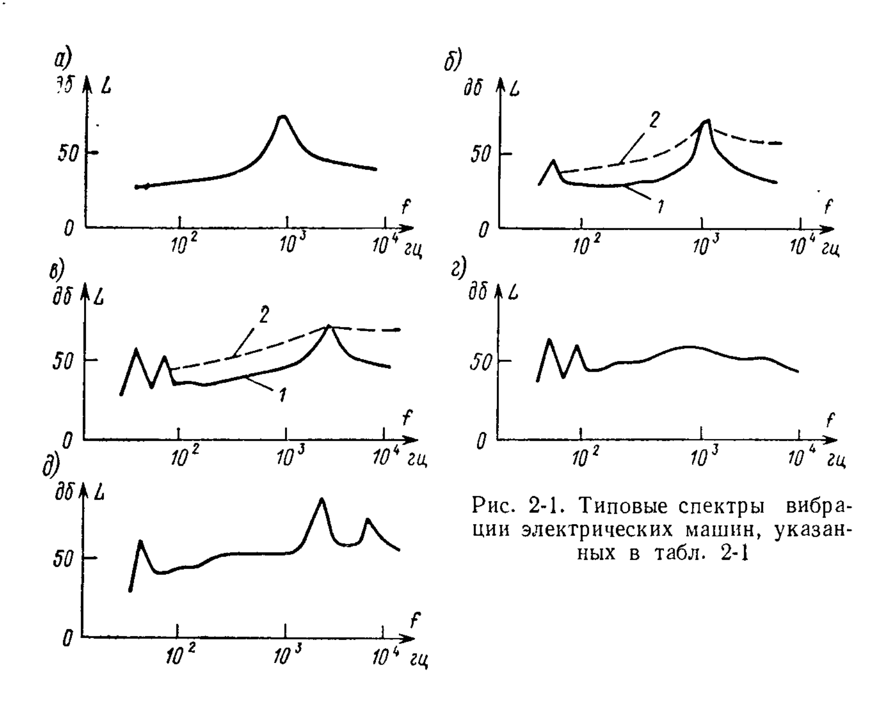


Рис. 2-1. Типовые спектры вибрации электрических машин, указанных в табл. 2-1

процесс изготовления ротора, при котором была бы достигнута максимальная монолитность вращающихся обмоток. Особое значение при проектировании машины здесь занимает расчет критических скоростей вращения ротора, который должен указать геометрию ступеней вала, обеспечивающую достаточное удаление рабочей скорости от критической.

д. **Трение щеток о коллектор или контактные кольца.** Возбуждаемый этим источником шум является преимущественно высокочастотным, особенно проявляется в крупных машинах постоянного тока с большим щеточным аппаратом.

Интенсивность указанных выше источников шума и вибраций различных электрических машин приведена в табл. 2-1; в ней показано, в какой очередности по степени интенсивности прояв-

ляются те или иные источники в воздушном шуме и вибрации, а на рис. 2-1 показаны типовые спектры вибрации корпуса этих машин. Как видно, по мере увеличения скорости вращения возрастают вибрации, возбуждаемые небалансом.

По производимому электрическими машинами общему уровню громкости шума на расстоянии 1 *м* от корпуса их можно подразделить следующим образом:

Крупные электродвигатели постоянного и переменного тока с принудительной вентиляцией	90—105 *дб*
Крупные двухполюсные турбогенераторы с водородным охлаждением	90—95 *дб*
Электрические машины постоянного и переменного тока (двигатели, генераторы, преобразователи мощностью до 1000 *квт*)	70—95 *дб*
Гидрогенераторы	85—95 *дб*

2-2. РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ВИБРАЦИИ

При экспериментальном исследовании шума и вибрации, создаваемых различными источниками, возникает задача об их разделении. Для этого применяется метод, сущность которого состоит в том, что поочередно исключают или максимально ослабляют все основные источники шума машины, кроме одного исследуемого источника.

Производится это следующим образом:

а. Исключение источника магнитного происхождения производится максимально возможным снижением потока возбуждения либо полным отключением тока возбуждения.

б. Выделение вибрации, возбуждаемой подшипниками качения, может быть произведено при испытании машины на подшипниках скольжения. В этом случае магнитный поток в машине должен быть полностью снят либо уменьшен до такой величины, при которой уровень вибрации, возбуждаемой подшипниками скольжения, будет выше магнитной вибрации.

в. Исключение аэродинамического шума, возбуждаемого вентилятором, производится путем отключения вентилятора в машинах с посторонней вентиляцией либо снятием вентилятора с вала в машинах с самовентиляцией. Шум, производимый самим ротором, может быть уменьшен закрытием окон, через которые подводится и отводится охлаждающий воздух.

г. Исследование вибрации, создаваемой небалансом ротора, производится на частоте вращения ротора. В машинах переменного тока эта частота иногда может иметь также магнитную составляющую. Поэтому необходимо путем регулирования потока возбуждения убедиться, что в этой вибрации нет магнитной составляющей.

При исследовании небаланса в ряде случаев чрезвычайно важно установить возможность возникновения теплового неба-

ланса, что устанавливается нагревом ротора до рабочих температур.

д. Щеточный шум можно полностью исключить поднятием щеток. Однако такое испытание осуществить чрезвычайно сложно, так как через щетки подводится питание к электрической машине. Поэтому возможно частично исключить щеточный шум, оставив минимальное количество щеток, необходимое для питания машины на холостом ходу.

Для разделения источников шума в электрической машине наряду с методом последовательного исключения источников применяется метод спектрального анализа шума. Этот метод основан на том, что некоторые частотные составляющие спектра шума могут быть связаны с теми или иными источниками, характеризующимися определенными частотами. Наиболее четко выражены магнитные составляющие шума, частоты которых хорошо известны. Что касается механических и аэродинамических составляющих, то лишь некоторые из них легко определяются. Наряду с ними существует ряд других частот, расчет которых затруднителен. Поэтому метод спектрального анализа сам по себе не всегда позволяет выяснить и количественно оценить все источники шума.

Наиболее четкую картину можно получить сочетанием обоих изложенных методов.

Исследование указанных выше источников может производиться как по вибрациям, так и по шуму. Наиболее подробное исследование магнитных сил, подшипников качения и небаланса обычно производится по вибрациям на корпусе, а аэродинамических сил и трения щеток — по воздушному шуму.

2-3. НЕКОТОРЫЕ ВЫВОДЫ

Самое эффективное снижение шума и вибрации может быть достигнуто при их подавлении в источнике. В связи с этим малошумность электрической машины должна обеспечиваться на стадии ее проектирования и изготовления. Что касается машин с повышенным шумом, которые находятся в эксплуатации, то в большинстве случаев трудно какими-либо мерами снизить их шум. В крайних случаях можно лишь в какой-то мере локализовать их шум при помощи экранов.

Во вновь проектируемых машинах должен быть намечен комплекс конструктивных и технологических мер, обеспечивающих снижение шума и вибрации. При этом надо иметь в виду, что в связи с отсутствием надежных методов расчета нет уверенности, что осуществление всех намеченных мер приведет к желаемому снижению шума. В ряде случаев эта задача остается еще трудно осуществимой.

Поэтому требования, предъявляемые к электрооборудованию по снижению шума и вибрации, должны быть строго аргументированы, в противном случае затраты на создание оборудования

будут не оправданы. Так, например, надо иметь в виду, что малошумная машина, устанавливаемая в шумном помещении, не оказывает влияния на окружающий шум.

Существующие допустимые уровни громкости шума оборудования в основном продиктованы не столько санитарно-гигиеническими нормами, сколько техническими возможностями создания этого оборудования.

Чаще всего эти уровни отражают технический уровень проектирования и производства.

Глава третья

РАСЧЕТ ВИБРАЦИИ И ИЗЛУЧАЕМОГО ШУМА

3-1. МЕТОД РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ

Вибрация отдельных элементов конструкции электрической машины может быть рассчитана методом электромеханической аналогии.

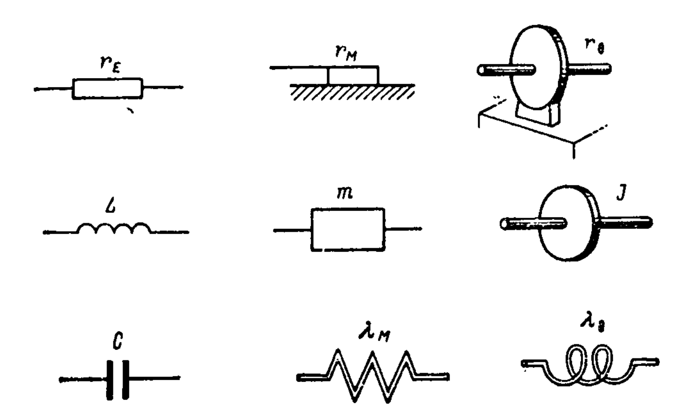


Рис. 3-1. Элементы электрических цепей и механических систем

Сущность этого метода заключается в том, что любые колебательные системы могут быть заменены эквивалентными электрическими цепями.

В качестве основы для построения аналогии между механическими и электрическими системами используются дифференциальные уравнения, которые описывают колебательные процессы, происходящие в указанных системах.

Основными элементами, из которых состоят электрические и механические колебательные системы, являются:

а) для электрической цепи — электрическое сопротивление r_E, индуктивность L и емкость C;

б) для механических систем: поступательной — механическое сопротивление (трение) $r_м$, масса m и податливость поступательного упругого элемента (пружины) $\lambda_м$; крутильной — механическое сопротивление (трение) r_θ, момент инерции вращающейся массы J, податливость вращательного упругого элемента λ_θ.

На рис. 3-1 схематически изображены все элементы этих трех систем.

Из решения дифференциальных уравнений механических и электрических систем следует, что подобно тому как масса, податливость и трение в механической системе определяют движение тел, так индуктивность, емкость и сопротивление определяют ток в электрической цепи. Рассмотрим основные колебательные системы и их электрические аналоги.

3-2. ОДНОМАССОВАЯ КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

Одномассовые поступательная и крутильная механические системы и их электрический аналог показаны на рис. 3-2.

К колебаниям поступательной системы могут быть приведены:

а) вибрация амортизированной электрической машины на фундаменте бесконечной массы и жесткости, возбуждаемая остаточным небалансом ротора;

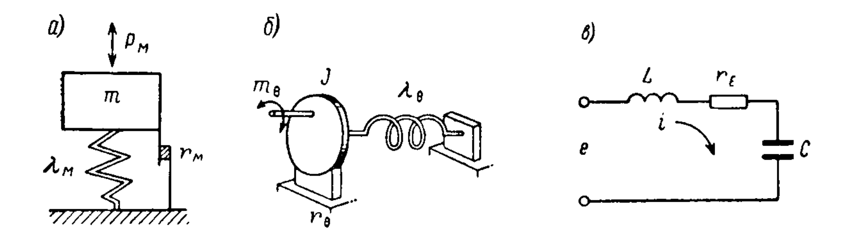


Рис. 3-2. Колебательные системы, к которым приводятся: *а* — амортизированная машина, возбуждаемая небалансом; сердечник статора, возбуждаемый электромагнитными силами; *б* — крутильные колебания ротора при внезапном коротком замыкании; *в* — электрический аналог

б) вибрация сердечника статора, возбуждаемая электромагнитными силами.

К колебаниям крутильной системы приводятся крутильные колебания ротора электрической машины, сочлененного с ротором, имеющим бесконечный момент инерции. Крутильные колебания возбуждаются при внезапном коротком замыкании статорной обмотки.

В электрической цепи э.д.с. e действует на соединенные последовательно индуктивность L, электрическое сопротивление r_E и емкость C. В механической поступательной системе движущая сила $P_м$ действует на массу m, прикрепленную к поступательному упругому элементу $\lambda_м$, с потерями на трение $r_м$, пропорциональными скорости. В механической крутильной системе движущий крутящий момент m_θ действует на маховик с моментом инерции J, соединенный с вращательным упругим элементом λ_θ, с потерями на трение r_θ, пропорциональными скорости.

Уравнения равновесия сил, моментов и э. д. с. для всех трех систем могут быть записаны в следующем виде:

Для электрической цепи (рис. 3-2, *в*).

$$L\frac{di}{dt}+r_E i+\frac{q}{C}=Ee^{j\omega t} \tag{3-1}$$

или

$$L\frac{d^2q}{dt^2}+r_E\frac{dq}{dt}+\frac{q}{C}=Ee^{j\omega t}. \tag{3-2}$$

В этих уравнениях $-L\frac{di}{dt}=-L\frac{d^2q}{dt^2}$ — э. д. с. самоиндукции; $-r_E i=-r_E\frac{dq}{dt}$ — падение напряжения на электрическом сопротивлении; $-\frac{q}{C}$ — э. д. с. электрической емкости; $Ee^{j\omega t}$ — э. д. с., приложенная к цепи.

Для механической поступательной системы (рис. 3-2, *а*)

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+r_м\frac{dy}{dt}+\frac{y}{\lambda_м}=P_м e^{j\omega t}. \tag{3-3}$$

В этом уравнении $-m\frac{d^2y}{dt^2}$ — сила инерции; $-r_м\frac{dy}{dt}$ — сила трения; $-\frac{y}{\lambda_м}$ — сила упругости; $P_м e^{j\omega t}$ — приложенная к системе сила.

Для механической крутильной системы (рис. 3-2, *б*)

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+r_\theta\frac{d\varphi}{dt}+\frac{\varphi}{\lambda_\theta}=M_\theta e^{j\omega t}. \tag{3-4}$$

В этом уравнении $-J\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ — момент сил инерции вращающегося маховика; $-r_\theta\frac{d\varphi}{dt}$ — момент сил трения; $-\frac{\varphi}{\lambda_\theta}$ — момент сил упругости; $M_\theta e^{j\omega t}$ — внешний момент, приложенный к системе.

Решения уравнений (3-2)—(3-4) имеют вид:

электрическая цепь

$$\dot q=i=\frac{Ee^{j\omega t}}{r_E+j\omega L-\frac{j}{\omega C}}=\frac{e}{z_E}; \tag{3-5}$$

механическая поступательная система

$$\dot{y} = \frac{P_м e^{j\omega t}}{r_м + j\omega m - \frac{j}{\omega\lambda_м}} = \frac{P_м}{z_м}; \qquad (3\text{-}6)$$

механическая крутильная система

$$\dot{\varphi} = \frac{M_\theta e^{j\omega t}}{r_\theta + j\omega J - \frac{j}{\omega\lambda_\theta}} = \frac{m_\theta}{z_\theta}. \qquad (3\text{-}7)$$

Здесь полные комплексные сопротивления (импедансы) равны:

$$z_E = r_E + j\omega L - \frac{j}{\omega C}; \qquad (3\text{-}8)$$

$$z_м = r_м + j\omega m - \frac{j}{\omega\lambda_м}; \qquad (3\text{-}9)$$

$$z_\theta = r_\theta + j\omega J - \frac{j}{\omega\lambda_\theta}. \qquad (3\text{-}10)$$

Единицы измерений сопротивления механических колебательных систем принято называть механическими омами, имеющими размерность для механической поступательной системы *кгс·сек/см*, а для механической крутильной системы *кгс·см·сек/рад*.

При определенной частоте $\omega = \omega_0$ мнимые составляющие комплексных сопротивлений обращаются в нуль. Такая частота называется резонансной частотой. При этой частоте ток в электрической цепи i и скорости поступательных $\dot{y}$ или вращательных $\dot{\varphi}$ перемещений в механических системах имеют максимальное значение. Кроме того, ток и напряжение, скорость и сила, угловая скорость и крутящий момент совпадают по фазам.

Резонансная частота в указанных случаях равна:

электрическая цепь

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}}; \qquad (3\text{-}11)$$

механическая поступательная система

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{m\lambda_м}}; \qquad (3\text{-}12)$$

механическая вращательная система

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{J\lambda_\theta}}. \qquad (3\text{-}13)$$

На рис. 3-3 показан другой пример одномассовых колебательных систем и их электрического аналога. Указанные схемы соот-

ветствуют амортизированной машине, установленной на вибрирующем фундаменте (рис. 3-3, *а*), и ротору генератора, приводимого во вращение двигателем дизеля (рис. 3-3, *б*). В этом случае токи i и скорости перемещений $\dot{y}$ равны:

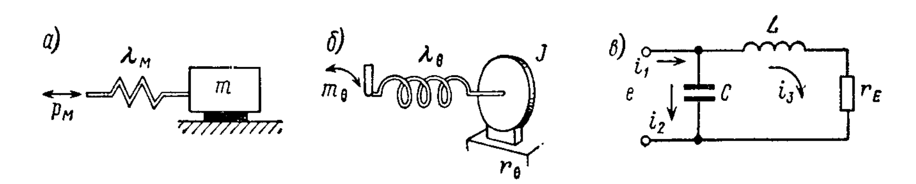


Рис. 3-3. Колебательные системы, к которым приводятся: *а* — амортизированная машина на вибрирующем фундаменте; *б* — крутильные колебания ротора, возбуждаемые дизелем; *в* — электрический аналог

а. Для электрической цепи:

ток, проходящий через индуктивность L и сопротивление r_E,

$$i_3 = \frac{e}{r_E + j\omega L}; \tag{3-14}$$

суммарный ток

$$i_1 = \frac{e\left(r_E + j\omega L + \frac{1}{j\omega C}\right)}{(r_E + j\omega L)\frac{1}{j\omega C}}; \tag{3-15}$$

ток, проходящий через емкость C,

$$i_2 = i_1 - i_3 = ej\omega C. \tag{3-16}$$

б. Для механической поступательной системы:

линейная скорость массы m

$$\dot{y}_3 = \frac{p_м}{r_м + j\omega m}; \tag{3-17}$$

линейная скорость в точке приложения силы $p_м$

$$\dot{y}_1 = \frac{p_м\left(r_м + j\omega m + \frac{1}{j\omega\lambda_м}\right)}{(r_м + j\omega m)\frac{1}{j\omega\lambda_м}}; \tag{3-18}$$

скорость $\dot{y}_2$, т. е. разность между линейными скоростями двух концов пружины:

$$\dot{y}_2 = \dot{y}_1 - \dot{y}_3 = p_м j\omega\lambda_м. \tag{3-19}$$

в. Для механической крутильной системы:

угловая скорость маховика с моментом инерции J:

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{m_\theta}{r_\theta + j\omega J}; \tag{3-20}$$

суммарная угловая скорость в точке приложения момента

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{m_\theta\left(r_\theta + j\omega J + \frac{1}{j\omega\lambda_\theta}\right)}{(r_\theta + j\omega J)\frac{1}{j\omega\lambda_\theta}}, \tag{3-21}$$

угловая скорость $\dot{\varphi}_2$, т. е. разность угловых скоростей на двух концах пружины λ_θ:

$$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 = m_\theta j\omega\lambda_\theta. \tag{3-22}$$

3-3. ДВУХМАССОВАЯ КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

На рис. 3-4—3-6 показаны двухмассовые колебательные системы и их электрические аналоги, к которым приводятся:

а) машина массой m_1, установленная на двойной каскад амортизаторов, из которых первый имеет податливость λ_1, и второй —

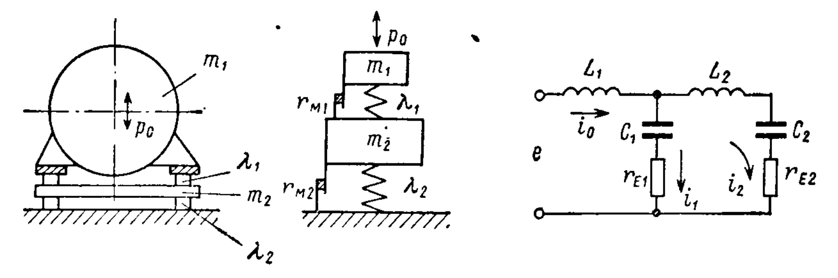


Рис. 3-4. Машина, установленная на двойной каскад амортизаторов, и ее электрический аналог

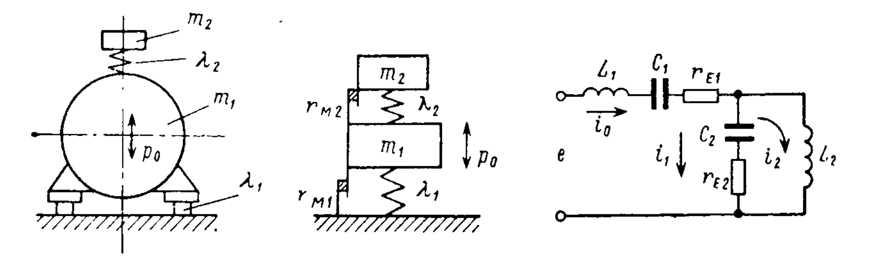


Рис. 3-5. Амортизированная машина с динамическим поглотителем колебаний и электрический аналог

λ_2, с промежуточной массой m_2 (рис. 3-4). Машина возбуждается силами p_0;

б) машина массой m_1, установленная на амортизаторы податливостью λ_1 с динамическим поглотителем колебаний (m_2, λ_2) (рис. 3-5). Машина возбуждается силами p_0;

в) пакет железа статора массой m_1 и податливостью λ_1, упруго-подвешенный в корпусе массой m_2 и податливостью λ_2, на пружинах податливостью λ_3 (рис. 3-6). Пакет возбуждается радиальными магнитными силами p_0.

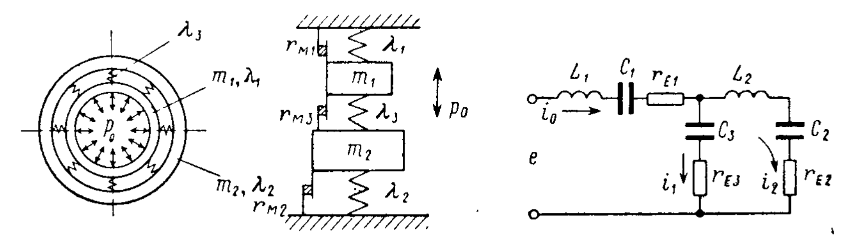


Рис. 3-6. Статор с упругой подвеской пакета железа в корпусе и электрический аналог

Электрические и механические импедансы отдельных участков эквивалентных систем равны:

а. Для рис. 3-4.

Электрическая цепь:

$$z_{E1} = j\omega L_1;$$
$$z_{E2} = r_{E1} + \frac{1}{j\omega C_1};\qquad (3\text{-}23)$$
$$z_{E3} = z_{E2} + j\omega L_2 + \frac{1}{j\omega C_2}.$$

Механическая система:

$$z_{м1} = j\omega m_1;$$
$$z_{м2} = r_{м1} + \frac{1}{j\omega\lambda_1};\qquad (3\text{-}24)$$
$$z_{м3} = r_{м2} + j\omega m_2 + \frac{1}{j\omega\lambda_2}.$$

б. Для рис. 3-5.

Электрическая цепь:

$$z_{E1} = j\omega L_1 + \frac{1}{j\omega C_1} + r_{E1};$$
$$z_{E2} = r_{E2} + \frac{1}{j\omega C_2};\qquad (3\text{-}25)$$
$$z_{E3} = j\omega L_2.$$

Механическая система:

$$z_{м1} = j\omega m_1 + \frac{1}{j\omega\lambda_1} + r_{м1};$$
$$z_{м2} = r_{м2} + \frac{1}{j\omega\lambda_2};\qquad (3\text{-}26)$$
$$z_{м3} = j\omega m_2.$$

в. Для рис. 3-6.

Электрическая цепь:

$$z_{E1} = j\omega L_1 + \frac{1}{j\omega C_1} + r_{E1};$$
$$z_{E2} = r_{E3} + \frac{1}{j\omega C_3}; \qquad (3\text{-}27)$$
$$z_{E3} = j\omega L_2 + \frac{1}{j\omega C_2} + r_{E2}.$$

Механическая система:

$$z_{м1} = j\omega m_1 + \frac{1}{j\omega\lambda_1} + r_{м1};$$
$$z_{м2} = r_{м3} + \frac{1}{j\omega\lambda_3}; \qquad (3\text{-}28)$$
$$z_{м3} = j\omega m_2 + \frac{1}{j\omega\lambda_2} + r_{м2}.$$

Токи и колебательные скорости для всех трех примеров имеют одинаковые решения и равны:

для электрических цепей:

$$\dot{i}_0 = \frac{e(z_{E2} + z_{E3})}{H_E}; \qquad (3\text{-}29)$$

$$\dot{i}_1 = \frac{ez_{E3}}{H_E}; \qquad (3\text{-}30)$$

$$\dot{i}_2 = \frac{ez_{E2}}{H_E}, \qquad (3\text{-}31)$$

для механических систем:

$$\dot{y}_0 = \frac{p_0(z_{м2} + z_{м3})}{H_м}; \qquad (3\text{-}32)$$

$$\dot{y}_1 = \frac{p_0 z_{м3}}{H_м}; \qquad (3\text{-}33)$$

$$\dot{y}_2 = \frac{p_0 z_{м2}}{H_м}, \qquad (3\text{-}34)$$

где

$$H_E = z_{E2}z_{E3} + z_{E2}z_{E1} + z_{E3}z_{E1}; \qquad (3\text{-}35)$$
$$H_м = z_{м2}z_{м3} + z_{м2}z_{м1} + z_{м3}z_{м1}. \qquad (3\text{-}36)$$

Значения z_E и $z_м$ в зависимостях (3-29)—(3-36) принимаются соответственно для каждой системы.

Рассмотренные колебательные системы охватывают наиболее часто встречающиеся случаи расчета вибрации элементов кон-

струкции электрических машин. В дальнейшем вышеприведенные формулы будут использованы при расчетах вибрации вдали от резонансных частот, что позволяет потерями на трение $r_м$ пренебречь.

3-4. УЧЕТ ВИБРОПОГЛОЩЕНИЯ

В конструкциях электрических машин имеется ряд элементов, которые возбуждаются силами, имеющими широкий частотный спектр. Сюда относятся тонкостенные воздуховоды, подшипниковые щиты, улитки вентиляторов, лапы и др. Указанные элементы имеют повышенные вибрации и излучают повышенный шум именно на их резонансных частотах.

Уменьшение вибраций этих элементов могло бы быть достигнуто применением конструкционных материалов с большими внутренними механическими потерями $r_м$. Однако материалы, применяемые в электромашиностроении, как правило, имеют малые потери. Поэтому уменьшить вибрации резонирующих элементов можно путем нанесения на них покрытия из материала с большими механическими потерями. Элемент конструкции, облицованный таким покрытием, будет вести себя в отношении вибрации и распространения шума как однородный материал с большими внутренними потерями.

Сумма сил упругости и трения может быть представлена в виде:

$$\frac{y}{\lambda} + r_м\dot{y} = \left(\frac{1}{\lambda} + j\omega r_м\right) y = \frac{y}{\lambda}(1 + j\eta), \qquad (3\text{-}37)$$

где $\eta = \omega r_м \lambda$.

Как видно из (3-37), наличие в системе трения можно учесть введением комплексной жесткости $\frac{1}{\lambda}(1 + j\eta)$, что приводится к комплексному модулю упругости $E(1 + j\eta)$. Такое представление о потерях указывает на наличие сдвига фаз между напряжениями в материале и его деформациями. Тангенс угла сдвига фаз или потерь равен η. Действительная часть комплексного модуля упругости является его упругой компонентой, а мнимая часть — вязкой компонентой, которая характеризует потери в материале. Если система совершает свободное колебание, то логарифмический декремент затухания

$$\vartheta = \pi\eta. \qquad (3\text{-}38)$$

Вибрации тонкостенной пластины можно представить в виде системы с одной степенью свободы, для которой амплитуда колебательной скорости

$$\dot{y} = \frac{P_м}{\sqrt{\left(\omega m - \frac{1}{\omega\lambda}\right)^2 + r_м^2}}. \qquad (3\text{-}39)$$

При резонансе, т. е. при $\omega m = {}^1/\omega\ \lambda$ (при этом $\omega = \omega_0$),

$$\dot{y} = \frac{P_м}{r_м} = \frac{P_м \omega_0 \lambda}{\eta}. \qquad (3\text{-}40)$$

Так как при нанесении на пластину вибропоглощающего покрытия ее податливость заметно не меняется, то уменьшение амплитуды колебаний облицованной пластины на резонансных частотах равна:

$$\frac{y_{обл}}{y_{необл}} = \frac{\eta_{необл}}{\eta_{обл}}. \qquad (3\text{-}41)$$

При колебаниях на частоте, удаленной от резонанса, покрытие мало изменяет амплитуду колебаний пластины. Толщина покры-

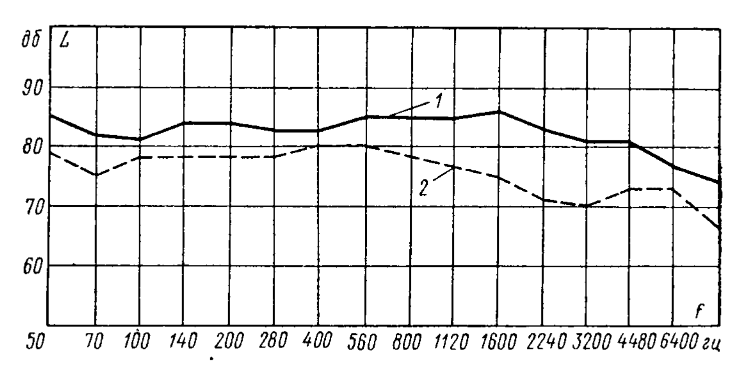


Рис. 3-7. Влияние вибропоглощения на шум машины

тия обычно принимается равной не более 2—2,5-кратной толщине покрываемого элемента конструкции машины. Для уменьшения вибрации тонкостенных элементов кроме резины могут быть применены вибродемпфирующие мастики.

Тангенс угла потерь некоторых из них равен 0,4—0,45, а модуль упругости $(3 \div 5) \cdot 10^4$ *кгс/см²*.

На рис. 3-7 показано сопоставление спектров шума электрической машины с замкнутой самовентиляцией, у которой тонкие стенки корпуса в целях снижения шума были облицованы резиной (кривая *1* — до обклейки, кривая *2* — после обклейки).

3-5. ВИБРАЦИЯ СТАТОРОВ, ВОЗБУЖДАЕМАЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ СИЛАМИ

Как показали исследования, основным источником магнитного шума являются не колебания зубцов или полюсов, непосредственно к которым приложены электромагнитные силы, а колебания ярма статора.

Простым расчетом можно показать, что под воздействием электромагнитных сил амплитуда вибраций зубцов в десятки и сотни

раз меньше вибраций ярма. Поэтому исследования магнитного шума электрической машины в основном сводятся к исследованиям колебаний его ярма.

При расчетах ярмо машины представляется в виде цилиндрической оболочки, на которую воздействует система с r числом

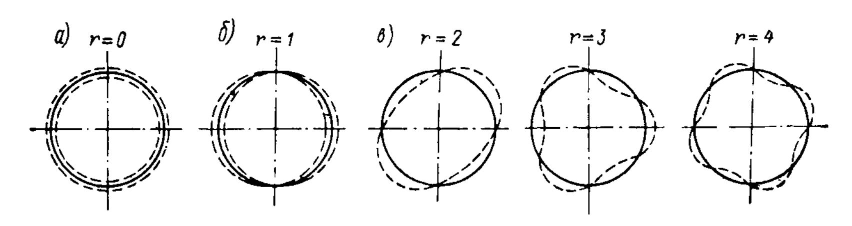


Рис. 3-8. Формы колебаний статоров электрических машин

волн, периодически изменяющихся во времени и симметрично распределенных по окружности радиальных и тангенциальных сил.

При изучении вибрации статоров, возбуждаемой магнитными силами, различают следующие пространственные формы колебаний, которые присущи всем типам электрических машин переменного и постоянного тока (рис. 3-8).

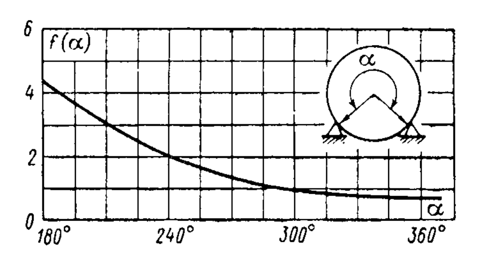


Рис. 3-9. К расчету колебаний статора, жестко закрепленного в двух точках на фундаменте

а. Случай $r = 0$ (рис. 3-8, *а*). Статор вибрирует, как пульсирующий цилиндр (растяжение — сжатие). Частота собственных колебаний кольца статора при этом виде колебаний

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{Eh}{mR_c^2}}. \quad (3\text{-}42)$$

б. Случай $r = 1$ (рис. 3-8, *б*). Все силы, возбуждающие этот вид колебаний, приводятся к одной вращающейся результирующей силе, приложенной в центре тяжести машины.

В этом случае статор при установке машины на амортизаторы вибрирует относительно своего центра тяжести без изменения формы. Частота собственных колебаний машины на амортизаторах рассчитывается по формуле (3-12).

При жестком креплении машины к фундаменту статор можно рассматривать как часть кольца с углом α, заделанную обоими концами. Основная форма колебаний подобного кольца в его плоскости будет иметь вид, указанный на рис. 3-9, а частота собственных колебаний этого вида

$$\omega_0 = f(\alpha)\sqrt{\frac{Eh^3}{12mR_c^4}}. \quad (3\text{-}43)$$

Значения коэффициента $f(\alpha)$ для различных величин угла α от 180° (половина кольца) до 360° (кольцо заделано в одной точке) даны на рис. 3-9.

в. Случай $r \geqslant 2$ (рис. 3-8, *в*). Этот вид колебаний наиболее часто встречается в практике. Частота собственных колебаний ярма статора машин переменного тока может быть рассчитана по формуле

$$\omega_0 = \frac{r(r^2-1)}{\sqrt{r^2+1}} \sqrt{\frac{Eh^3}{12mR_c^4}}. \qquad (3\text{-}44)$$

В формулах (3-42)—(3-44) m — масса, приходящаяся на 1 *см*² средней цилиндрической поверхности ярма; здесь зубцовая зона с обмоткой в машинах переменного тока и полюсы с обмотками возбуждения в машинах постоянного тока считаются присоединенной массой, *кгс·сек²/см*; h — высота спинки статора, *см*; R_c — средний радиус ярма, *см*; E — модуль упругости, равный для магнитопроводов машин постоянного тока и пакетов динамной стали из целых дисков $2{,}1 \cdot 10^6$ *кгс/см²*, а для пакетов, набранных из сегментов — $1{,}2 \cdot 10^6$ *кгс/см²*.

Надо отметить, что каждый элемент окружности ярма под воздействием возбуждающих магнитных сил совершает как радиальные, так и тангенциальные перемещения. Однако здесь и в дальнейшем в целях упрощения будем рассматривать только радиальные колебания, имея в виду, что при акустических расчетах тангенциальными перемещениями без большой погрешности можно пренебречь. Это особенно относится к машинам с числом полюсов больше двух.

Из формул (3-42)—(3-44) следует, что с ростом радиуса ярма падает частота собственных колебаний. Это означает, что амплитуда колебаний, а следовательно, и уровень магнитного шума при равных возбуждающих силах и равных частотах будет выше у машины, имеющей большие геометрические размеры.

В табл. 3-1 приведены значения частот собственных колебаний статоров асинхронных двигателей при $h/R_c = 0{,}25$ при разных радиусах R_c для разных значений r, принимая, что $m \equiv h$. Из таблицы следует, что эллиптическая форма деформации наиболее опасна, так как в этом виде колебаний частоты собственных колебаний самые низкие, а следовательно, вибрация и шум значительно выше, чем при $r = 0$ или $r > 2$.

Таблица 3-1

R_c, *см*	Частота собственных колебаний статора, *гц*, при r				
	0	2	3	4	5
10,0	7250	1400	3960	7600	12 400
20,0	5140	695	1980	3800	6 100
30,0	4200	747	1320	2500	4 100

Учитывая, что магнитный шум машины обусловлен в основном радиальными колебаниями ярма, расчет вибрации корпуса машины как свободного кольца можно привести к расчету простейшей колебательной системы (рис. 3-3). При этом в целях упрощения, как уже указывалось, расчеты будут производиться без учета демпфирования вибрации.

Параметры колебательной системы, эквивалентной статору:

а. Колеблющаяся масса

$$m_c = \frac{G_c}{2\pi R_c l_t g}, \tag{3-45}$$

где G_c — полный вес пакета железа статора с обмоткой или станины с полюсами; l_t — активная длина ярма;

б. Приведенная податливость статора равна:

для колебаний $r = 0$ (рис. 3-8, *а*)

$$\lambda_c = \frac{R_c^2}{Eh}; \tag{3-46}$$

для колебаний $r \geqslant 2$ (рис. 3-8, *в*)

$$\lambda_c = \frac{12R_c}{E}\left(\frac{R_c}{h}\right)^3 \frac{r^2+1}{r^2(r^2-1)^2}. \tag{3-47}$$

Случай при $r = 1$ рассматривается особо в гл. 4.

в. Механический импеданс статора при частоте возбуждающих сил ω

$$z_c = \omega m_c - \frac{1}{\omega\lambda_c}. \tag{3-48}$$

Зная амплитудное значение удельной возбуждающей силы p_0, приведенной к средней окружности ярма, получим скорость колебаний на поверхности сердечника статора

$$\dot{y} = \frac{p_0}{z_c}. \tag{3-49}$$

Здесь

$$p_0 = p_{01}\frac{R_0}{R_c}, \tag{3-50}$$

где p_{01} — удельная сила, действующая в воздушном зазоре, *кгс/см²*; R_0 — радиус расточки статора, *см*.

При жестком креплении машины к фундаменту, пространственные формы колебаний статора искажаются. В этом случае виброакустические характеристики машины во многом зависят также от свойств фундамента.

Поэтому при исследованиях виброакустических характеристик машин принята методика, при которой машина устанавливается на амортизаторы, чем исключается влияние фундаментов. Это позволяет производить расчеты колебаний статоров как свободных колец.

В машинах переменного тока пакет железа статора преимущественно жестко крепится в корпусе. Поэтому при расчетах вибрации, кроме механического импеданса пакета статора $z_с$, необходимо учесть импеданс корпуса:

$$z_к = \omega m_к - \frac{1}{\omega \lambda_к}. \qquad (3\text{-}51)$$

При этом колебательная скорость на поверхности корпуса

$$\dot{y}_2 = \frac{p_0}{z_с + z_к}. \qquad (3\text{-}52)$$

Величины $m_к$ и $\lambda_к$ рассчитываются аналогично $m_с$ и $\lambda_с$, так как корпус при жестком креплении в нем сердечника приобретает пространственные формы колебаний последнего. При неплотной посадке сердечника статора в корпус, что особенно возможно в крупных машинах переменного тока, форма колебаний корпуса может отличаться от формы колебаний сердечника. В этом случае расчет вибраций по формуле (3-52) недопустим.

Произведенные экспериментальные исследования крупных электрических машин переменного тока, в которых имело место плохое сопряжение пакета с корпусом, показали следующее:

а) корпус и пакет железа статора могут вести себя как обособленные колебательные системы; при этом вибрационное состояние статора может быть существенно улучшено, если заклинить сердечник в корпусе;

б) пакет железа и корпус могут колебаться со сдвигом по фазе, доходящим до 180°, и различными порядковыми числами волн.

3-6. ИЗЛУЧЕНИЕ МАГНИТНОГО ШУМА КОРПУСОМ МАШИНЫ

Излучаемая корпусом машины звуковая энергия, как уже указывалось, зависит от размеров машины и пространственных форм ее колебаний.

Вычисление звукового давления и силы звука по формулам (1-6) и (1-7) допустимо лишь при условии, если размеры корпуса машины велики по отношению к длине излучаемой волны λ, т. е. корпус подобен плоскому излучателю. Так, например, если плоский излучатель колеблется с амплитудой $y = 10^{-6}$ *см* и частотой

$$f = 1000 \text{ гц}, \text{ то } \dot{y} = 2\pi \cdot 1000 \cdot 10^{-6} = 6{,}28 \cdot 10^{-3} \text{ см/сек};$$

$$p = 42 \cdot 6{,}28 \cdot 10^{-3} = 0{,}264 \text{ дин/см}^2;$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 0{,}264 \cdot 6{,}28 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-7} = 0{,}83 \cdot 10^{-10} \text{ вт/см}^2.$$

Тогда относительно порога 10^{-16} *вт/см²* уровень громкости шума на поверхности излучателя составит

$$L = 10 \lg \frac{0{,}83 \cdot 10^{-10}}{10^{-16}} = 59 \text{ дб}.$$

Однако условие, при котором длина звуковых волн мала по сравнению с размерами излучателя, не выполняется в машинах средней и большой мощности. Так, например, звуковые частоты магнитного происхождения в электрических машинах находятся в диапазоне 100—4000 *гц*, т. е. в диапазоне волн от 343 до 8,6 *см*, что соизмеримо с габаритами машин.

Для того чтобы произвести в этом случае расчет шума на поверхности машины, обычно заменяют корпус машины сферическим излучателем звуковых волн, радиус которого равен наружному

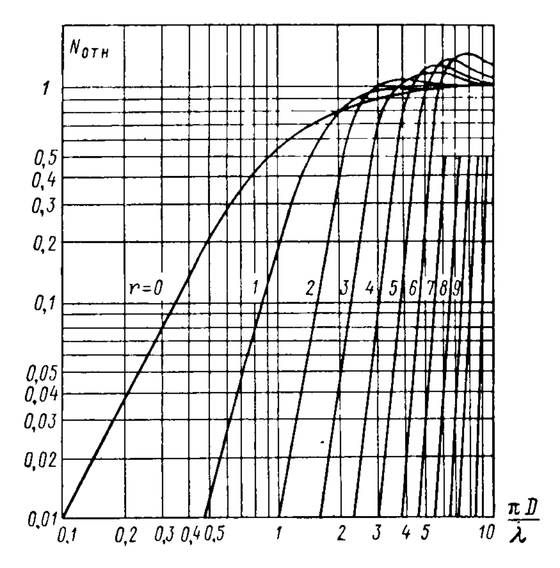


Рис. 3-10. К определению относительной мощности излучения корпусов электрических машин

радиусу корпуса машины. Акустические свойства корпуса в этом случае зависят от пространственной формы колебаний и числа волн деформаций r. При колебаниях $r = 0$ все элементы сферы колеблются синфазно, т. е. имеем пульсирующий шар.

Вибрациям $r = 1$ соответствует сферический излучатель первого порядка.

При деформациях $r = 2$ мы имеем вибрирующий эллипсоид и т. д.

Вследствие сдвига фаз сила звука при одинаковой амплитуде у сферического излучателя меньше, чем у плоского излучателя. Отношение силы звука сферического излучателя к таковой у плоского излучателя при одинаковой амплитуде называют относительной мощностью излучения $N_{отн}$. Она зависит от отношения периметра излучателя πD к длине волны λ и от порядкового числа r излучателя.

На рис. 3-10 приведены зависимости $N_{отн}$ от $\pi D/\lambda$ при r, равно соответствующим числам от 0 до 11.

При относительно малых значениях $\pi D/\lambda$ мощность $N_{отн}$ возрастает пропорционально $(2r+2)$-й степени и при $\pi D/\lambda \gg 1{,}0$ независимо от порядкового числа r приближается к 1,0. Иначе говоря, те излучатели, которые велики по отношению к длине волны, создают у их поверхности такую же силу звука, как плоский излучатель.

Максимальная величина силы звука у поверхности сферического излучателя r-го порядка составляет:

$$I_r = I_0 N_{отн}. \tag{3-53}$$

Вся излучаемая звуковая мощность для излучателя r-го порядка составляет:

$$N_r = \frac{I_0}{2r+1} F, \tag{3-54}$$

где F — поверхность излучателя.

Пример 1. Требуется вычислить уровень громкости магнитного шума асинхронного электродвигателя у поверхности на частоте 835 *гц*, имеющего наружный диаметр корпуса $D = 35$ *см*, амплитуду вибраций на указанной частоте $5 \cdot 10^{-6}$ *см* при $r = 2$.

$$\dot{y} = 2\pi \cdot 835 \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 26{,}3 \cdot 10^{-3} \ \text{см/сек};$$

$$p = 42 \cdot 26{,}3 \cdot 10^{-3} = 1{,}1 \ \text{дин/см}^2;$$

$$\lambda = \frac{340 \cdot 10^2}{835} = 40{,}5 \ \text{см};$$

$$\frac{\pi D}{\lambda} = \frac{\pi \cdot 35}{40{,}5} = 2{,}72; \quad N_{отн} = 0{,}9;$$

$$I_0 = \frac{1}{2} \cdot 1{,}1 \cdot 26{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-7} = 14{,}5 \cdot 10^{-10} \ \text{вт/см}^2;$$

$$I_r = 14{,}5 \cdot 10^{-10} \cdot 0{,}9 = 13 \cdot 10^{-10} \ \text{вт/см}^2;$$

$$L = 10 \lg \frac{13 \cdot 10^{-10}}{10^{-16}} = 71 \ \text{дб}.$$

Пример 2. Требуется вычислить уровень громкости магнитного шума у поверхности турбогенератора 200 *мвт* на частоте 100 *гц*, имеющего наружный корпус $D = 350$ *см*, амплитуду вибраций корпуса $y = 1 \cdot 10^{-3}$ *см* при $r = 2$.

$$\dot{y} = 2\pi \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 0{,}628 \ \text{см/сек};$$

$$p = 42 \cdot 0{,}628 = 26{,}3 \ \text{дин/см}^2;$$

$$I_0 = \frac{1}{2} \cdot 26{,}3 \cdot 0{,}628 \cdot 10^{-7} = 8{,}2 \cdot 10^{-7} \ \text{вт/см}^2;$$

$$\lambda = \frac{340 \cdot 10^2}{100} = 340 \ \text{см};$$

$$\frac{\pi D}{\lambda} = \frac{\pi \cdot 350}{340} = 3{,}25; \quad N_{отн} = 1{,}0;$$

$$I_r = I_0 = 8{,}2 \cdot 10^{-7} \ \text{вт/см}^2;$$

$$L = 10 \lg \frac{8{,}2 \cdot 10^{-7}}{10^{-16}} = 99 \ \text{дб}.$$

Пример 3. Требуется вычислить уровень громкости магнитного шума у поверхности асинхронного электродвигателя, имеющего размер корпуса 10 *см* при тех параметрах вибраций, что и в примере 1.

$$\frac{\pi D}{\lambda} = \frac{\pi \cdot 10}{40,5} = 0,775; \quad N_{\text{отн}} = 0,0026;$$

$$I_r = 14,5 \cdot 10^{-10} \cdot 0,0026 = 3,8 \cdot 10^{-12} \text{ вт/см}^2;$$

$$L = 10 \lg \frac{3,8 \cdot 10^{-12}}{10^{-16}} = 46 \text{ дб}.$$

Из сопоставления примеров 1 и 3 видно, что размеры машины существенно влияют на уровень громкости шума. Крупные машины приближаются к плоским излучателям, поэтому их уровень громкости, как правило, выше, чем малых. Кроме того, надо иметь в виду, что величины вибраций возрастают линейно с размерами. Так, например, при увеличении диаметра корпуса в 3 раза при одинаковых возбуждающих магнитных силах уровень громкости магнитного шума увеличивается приблизительно на 10 *дб*.

Таким образом, свойства корпусов электрических машин как колебательной системы и акустического излучателя имеют во многом решающее значение при шумообразовании. Однако из формул (3-49) и (3-52) видим, что уровень вибрации корпуса зависит от возбуждающей электромагнитной силы. Для ее определения необходимо знать структуру поля в воздушном зазоре.

Ниже рассмотрим физическую картину возникновения возбуждающих магнитных сил в машинах различных типов. При расчете этих сил надо иметь в виду, что большая точность в определении их величин не требуется. Так, например, погрешность в определении силы в 25% дает отклонение по децибельной шкале приблизительно на 2 *дб*, что находится в пределах точности измерений.

Глава четвертая

МАГНИТНЫЙ ШУМ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

4-1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Наиболее наглядное и подробное представление о полях, возбуждающих магнитный шум, может быть получено при изучении м. д. с., создаваемых токами в обмотках статора и ротора, и магнитной проводимости воздушного зазора.

Как известно, в общем виде магнитная индукция в воздушном зазоре $b(\vartheta, t)$ в точке с координатой ϑ в момент времени t, если пренебречь магнитным сопротивлением стали,

$$b(\vartheta, t) = f(\vartheta, t) \cdot \Lambda(\vartheta, t), \tag{4-1}$$

где $f(\vartheta, t)$ и $\Lambda(\vartheta, t)$ — мгновенные значения результирующей м. д. с. обмоток статора и ротора и магнитной проводимости зазора.

Величина и распределение радиальных магнитных сил в воздушном зазоре определится уравнением

$$p_r = \left[\frac{b(\vartheta, t)}{5000}\right]^2, \text{ кгс/см}^2 \qquad (4\text{-}2)$$

4-2. МАГНИТОДВИЖУЩИЕ СИЛЫ ОБМОТОК СТАТОРА И РОТОРА

М. д. с. $f(\vartheta, t)$ при ее разложении в ряд Фурье имеет вид:

$$f(\vartheta, t) = f_0((\vartheta, t) + \sum_{\nu=1}^{\nu=\infty} f_\nu(\vartheta, t) + \sum_{\mu=1}^{\mu=\infty} f_\mu(\vartheta, t), \qquad (4\text{-}3)$$

где $f_0(\vartheta, t)$ — результирующая м. д. с. основной волны; $f_\nu(\vartheta, t)$ — м. д. с. ν-й гармоники обмотки статора; $f_\mu(\vartheta, t)$ — м. д. с. μ-й гармоники ротора.

В уравнении (4-3):

$$f_0(\vartheta, t) = F_0 \cos(p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}); \qquad (4\text{-}4)$$

$$f_\nu(\vartheta, t) = F_\nu \cos(\nu\vartheta - \omega_1 t - \varphi_1); \qquad (4\text{-}5)$$

$$f_\mu(\vartheta, t) = F_\mu \cos(\mu\vartheta - \omega_\mu t - \varphi_2). \qquad (4\text{-}6)$$

Амплитуды м. д. с. F_0, F_ν и F_μ для трехфазных обмоток равны:

$$F_0 = 1{,}35 \frac{w_1 k_{w1}}{p} I_{0r}, \qquad (4\text{-}7)$$

$$F_\nu = 1{,}35 \frac{w_1 k_{w\nu}}{\nu} I_1, \qquad (4\text{-}8)$$

$$F_\mu = 1{,}35 \frac{w_1 k_{w1}}{\mu} I_2'. \qquad (4\text{-}9)$$

В приведенных формулах (4-4)—(4-9) p, ν, μ — числа пар полюсов основного поля, гармоник м. д. с. обмотки статора и короткозамкнутого ротора; ω_1, ω_μ — угловые скорости вращения основной волны и μ-й гармоники ротора относительно статора; w_1 — число витков фазы обмотки статора; k_{w1}, $k_{w\nu}$ — обмоточные коэффициенты для основной волны и ν-й гармоники обмотки статора; $\dot{I}_{0r}$, $\dot{I}_1$, $\dot{I}_2'$, φ_{0r}, φ_1, φ_2 — токи и фазные углы из векторной диаграммы рис. 4-1.

Число ν для обмотки с целым числом пазов на полюс и фазу q равно:

$$\nu = (6q' + 1)\,p, \quad q' = \pm 1; \ \pm 2; \ \pm 3. \qquad (4\text{-}10)$$

Особое внимание при расчете магнитного шума следует обратить на пазовые гармоники, для которых

$$q' = \pm q; \ \pm 2q; \ \pm 3q \ldots \qquad (4\text{-}11)$$

При проектировании малошумных асинхронных двигателей всегда следует воздерживаться от применения обмоток с дробным числом q.

Положительным значениям q' соответствуют гармоники, вращающиеся в направлении главного поля ($\nu = 7p$, $13p$, $19p, \ldots$), а отрицательным — против вращения главного поля ($\nu = -5p$, $-11p$, $-17p$, $\ldots$). Скорость вращения ν-й гармоники относительно обмотки статора

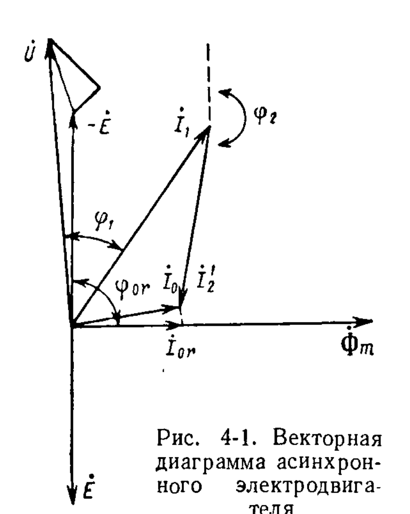


Рис. 4-1. Векторная диаграмма асинхронного электродвигателя

$$\omega_\nu = \frac{\omega_1}{6q' + 1}. \qquad (4\text{-}12)$$

Число μ для короткозамкнутого ротора равно:

$$\mu = q''Z_2 + p; \ q'' = \pm 1; \ \pm 2; \ \pm 3 \ldots, \qquad (4\text{-}13)$$

где Z_2 — число пазов ротора.

Угловая скорость

$$\omega_\mu = \omega_1 \left[1 + q'' \frac{Z_2}{p} (1 - s) \right], \qquad (4\text{-}14)$$

где s — скольжение.

4-3. МАГНИТНАЯ ПРОВОДИМОСТЬ ВОЗДУШНОГО ЗАЗОРА

При двусторонней зубчатости эта проводимость может быть представлена в виде:

$$\Lambda(\vartheta_1 t) = \Lambda_0 + \sum_{m1} \lambda_{m1} + \sum_{m2} \lambda_{m2} + \cdots, \qquad (4\text{-}15)$$

где Λ_0 — постоянная составляющая магнитной проводимости, λ_{m1} — гармоника проводимости, обусловленная зубчатостью статора при гладком роторе; λ_{m2} — гармоника проводимости, обусловленная зубчатостью ротора при гладком статоре.

Кроме указанных проводимостей, будут иметь место комбинационные гармоники проводимости, обусловленные зубчатостью статора и ротора. Однако по своей величине они будут значительно меньше основных. Поэтому в практических расчетах обычно ограничиваются рассмотрением основных гармоник.

В выражении (4-15) постоянная составляющая

$$\Lambda_0 = \frac{1}{\delta k_c}, \qquad (4\text{-}16)$$

где δ — величина воздушного зазора, k_c — коэффициент Картера, учитывающий зубчатость статора k_{c1} и ротора k_{c2}.

Гармоники, обусловленные зубчатостью статора, не изменяются во времени:

$$\lambda_{m1} = \Lambda_{m1} \cos k_1 Z_1 \vartheta \qquad (4\text{-}17)$$

$$(k_1 = 1,\ 2,\ 3,\ \ldots).$$

Гармоники, обусловленные зубчатостью ротора при его вращении, будут зависеть от времени:

$$\lambda_{m2} = \Lambda_{m2} \cos k_2 Z_2 \left[\vartheta - \frac{\omega_1}{p}(1-s)\,t\right] \qquad (4\text{-}18)$$

$$(k_2 = 1,\ 2,\ 3,\ \ldots).$$

Амплитудные значения Λ_{m1} и Λ_{m2} по Йордану

$$\Lambda_{m1} = -\Lambda_0 (-1)^{k_1} (k_{c1} - 1) \frac{\sin k_1 \frac{k_{c1}-1}{k_{c1}} \pi}{k_1 \frac{k_{c1}-1}{k_{c1}} \pi} = \Lambda_0 \xi_1; \qquad (4\text{-}19)$$

Рис. 4-2. Функции ξ_1 и ξ_2

$$\Lambda_{m2} = -\Lambda_0 (-1)^{k_2} (k_{c2} - 1) \frac{\sin k_2 \frac{k_{c2}-1}{k_{c2}} \pi}{k_2 \frac{k_{c2}-1}{k_{c2}} \pi} = \Lambda_0 \xi_2, \qquad (4\text{-}20)$$

где значения функций ξ_1 и ξ_2 в зависимости от коэффициентов k_{c1} или k_{c2} и порядка гармоники k_1 или k_2 могут быть определены из графика 4-2.

4-4. МАГНИТНОЕ ПОЛЕ В ВОЗДУШНОМ ЗАЗОРЕ

Подставив все составляющие разложения для м. д. с. и проводимостей в уравнение (4-1) и произведя соответствующие вычисления, получим результирующее поле в воздушном зазоре машины.

Для дальнейшего анализа пренебрежем несущественными по своей величине полями, оставив следующие:

а. Основное поле

$$b_1 = B_1 \cos(p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}) \qquad (4\text{-}21)$$

с амплитудой

$$B_1 = \frac{F_0}{k_н} \Lambda_0 \simeq B_\delta, \qquad (4\text{-}22)$$

где $k_н$ — коэффициент насыщения магнитной цепи, равный отношению общей м. д. с. обмоток к м. д. с. воздушного зазора для основного поля.

б. Гармоники обмотки статора. Эти гармоники имеют фазу рабочего тока статора, число пар полюсов и частоту гармоник м. д. с. статора

$$b_\nu = f_\nu \Lambda_0 = B_\nu \cos(\nu\vartheta - \omega_1 t - \varphi_1), \tag{4-23}$$

где амплитуда

$$B_\nu = F_\nu \Lambda_0 = \frac{p}{\nu} \frac{k_{w\nu}}{k_{w1}} k_н \frac{I_1}{I_{0r}} B_\delta. \tag{4-24}$$

Наиболее сильными из них являются гармоники $B_{\nu z}$, имеющие порядок зубчатости статора, т. е.

$$\nu_z = (6qq' + 1)\, p = q'Z_1 + p \tag{4-25}$$

$$(q' = \pm 1;\ \pm 2;\ \pm 3; \ldots).$$

Для удобства пользования формулой (4-24) значения произведения $\frac{p}{\nu} \frac{k_{w\nu}}{k_{w1}}$ для различных обмоток сведены в таблицу приложения 8. Ослабить поле b_ν можно путем подбора соответствующего сокращения шага обмотки β, от которого зависит величина указанного произведения.

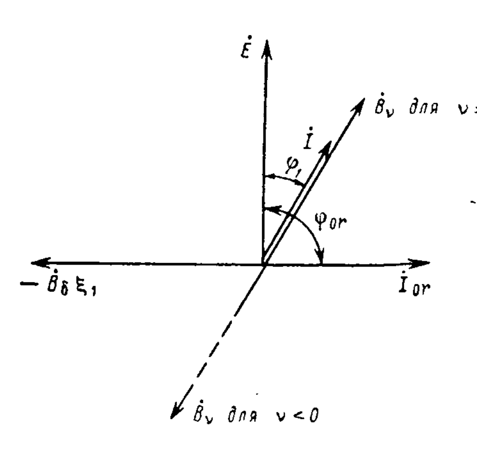


Рис. 4-3. Геометрическое суммирование гармоник порядка зубчатости

в. Зубцовые гармоники статора

$$b_{z1} = B_{z1} \cos(\nu_z \vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}), \tag{4-26}$$

где

$$B_{z1} = \frac{F_0}{k_н} \Lambda_{m1} = \frac{F_0}{k_н} \Lambda_0 \xi_1 = B_\delta \xi_1. \tag{4-27}$$

Эти гармоники возникают из-за зубчатости статора. Результирующая величина гармоник порядка зубчатости статора может быть получена геометрическим сложением полей $b_{\nu z}$, обусловленных распределением обмотки и зубчатостью b_{z1} (рис. 4-3). На векторной диаграмме гармоники обмотки статора находятся в фазе с током $\dot{I}_1$ — для полей прямого вращения и в противофазе — для полей обратного вращения.

г. Гармоники обмотки короткозамкнутого ротора. Эти гармоники имеют фазу, число пар полюсов и частоту гармоник м. д. с. ротора:

$$b_\mu = f_\mu \Lambda_0 = B_\mu \cos(\mu\vartheta - \omega_\mu t - \varphi_2), \tag{4-28}$$

где

$$B_\mu = F_\mu \Lambda_0 = \frac{p}{\mu} \frac{1}{k_{w1}} \frac{I_2'}{I_1} k_н B_\delta. \quad (4\text{-}29)$$

Наиболее сильными из них являются гармоники, имеющие порядок зубчатости ротора, т. е.

$$\mu_z = q''Z_2 + p; \; q'' = \pm 1; \; \pm 2; \; \pm 3; \ldots \quad (4\text{-}30)$$

д. Зубцовые гармоники ротора

$$b_{z2} = \frac{f_0}{k_н} \lambda_{m2} = B_{z2} \cos(\mu_z \vartheta - \omega_\mu t - \varphi_{0r}), \quad (4\text{-}31)$$

где

$$B_{z2} = \frac{F_0}{k_н} \Lambda_{m2} = B_\delta \xi_2. \quad (4\text{-}32)$$

Результирующая величина гармоник порядка зубчатости ротора может быть получена геометрическим сложением полей $b_{\mu z}$ и b_{z2}.

Надо иметь в виду, что э. д. с., индуцированные гармониками b_ν и b_μ, вызывают демпферные токи, которые стремятся ослабить гармоники поля статора и ротора. Однако, как показали исследования, при практических расчетах без особой погрешности демпфирующим действием обмоток ротора и особенно статора можно пренебречь.

Важная группа гармоник поля ротора обусловлена высшими гармониками поля статора ($\nu = \mu$). Каждая такая пара гармоник ротора и статора аналогична системе основных полей обмоток ротора и статора асинхронной машины. В результате их взаимодействия возникает вращающий момент, который по своей природе и свойствам аналогичен вращающему моменту основной волны (поэтому он называется асинхронным). Этот момент противодействует основному моменту и вызывает добавочные потери. Особенно опасны при пуске двигателя высшие гармоники, вращающиеся в ту же сторону, что и ротор. При прохождении ротора в этом случае через синхронную скорость ν-й гармоники ускоряющий момент меняет свой знак на противоположный, вследствие чего возникает тормозной асинхронный момент. Эти моменты возникают при любом соотношении чисел пазов статора и ротора и при определенных соотношениях могут достигнуть больших значений.

Синхронные моменты возникают лишь при некотором определенном соотношении чисел пазов статора и ротора. При взаимодействии полей с одинаковым числом полюсов в этом случае (при определенной скорости ротора) возникает синхронизирующий момент, который стремится затормозить ротор.

При выборе числа пазов ротора необходимо исключить числа, при которых возможно возникновение особенно сильных синхронных моментов.

Результирующее магнитное поле в зазоре

$$b = b_1 + \sum_{\nu} b_{\nu} + \sum_{\mu} b_{\mu} = B_1 \cos(p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}) +$$

$$+ \sum_{\nu} B_{\nu} \cos(\nu\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{\nu r}) + \sum_{\mu} B_{\mu} \cos(\mu\vartheta - \omega_{\mu} t - \varphi_{\mu r}). \quad (4\text{-}33)$$

4-5. РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ, СОЗДАВАЕМЫЕ МАГНИТНЫМИ ПОЛЯМИ

Подставляя в уравнение (4-2) величину результирующего магнитного поля (4-33), получим выражение с большим числом взаимодействующих волн, среди которых с точки зрения создания звуковой вибрации могут быть приняты во внимание следующие:

а. Силовые волны, создаваемые основным полем,

$$p_1 = P_1 \cos(2p\vartheta - 2\omega_1 t - 2\varphi_{0r}). \quad (4\text{-}34)$$

Эти волны вызывают вибрации с порядком $r = 2p$, частотой $2\omega_1$ и амплитудой

$$P_1 = \left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \cdot \frac{1}{2}, \ \text{кгс/см}^2. \quad (4\text{-}35)$$

Особенно эти вибрации проявляются в крупных асинхронных электродвигателях с числом полюсов $2p = 2$.

б. Силовые волны, создаваемые взаимодействием любой пары высших гармонических полей статора и ротора,

$$p_{\nu\mu} = P_{\nu\mu} \cos[(\nu \pm \mu)\vartheta - (\omega_\mu \pm \omega_1) - (\varphi_{\mu r} \pm \varphi_{\nu r})] \quad (4\text{-}36)$$

с амплитудой

$$P_{\nu\mu} = \left(\frac{B_\nu}{5000}\right)\left(\frac{B_\mu}{5000}\right), \ \text{кгс/см}^2, \quad (4\text{-}37)$$

порядком $r = \mu \mp \nu$, фазой $\varphi_r = \varphi_{\mu r} \mp \varphi_{\nu r}$ и угловой скоростью

$$\omega_r = \omega_\mu - \omega_1 = \omega_1 q'' \frac{Z_2}{p}(1 - s) \ (\text{при } r = \mu - \nu); \quad (4\text{-}38)$$

$$\omega_r = \omega_\mu + \omega_1 = \omega_1 \left[q'' \frac{Z_2}{p}(1 - s) + 2\right]$$

$$(\text{при } r = \mu + \nu). \quad (4\text{-}39)$$

Силовые волны (4-36) вызывают наиболее интенсивную вибрацию и шум особенно при низких порядках $r = 0, 1, 2, 3, 4$. Так как порядок колебаний r зависит от соотношения чисел пазов статора Z_1 и ротора Z_2, то необходимо стремиться подбирать их такими, чтобы получить по мере возможности более высокое значение r.

На рис. 4-4 показан пример взаимодействия двух полей и образования силовых волн.

В асинхронных двигателях, как уже указывалось, следует избегать обмоток с дробным числом пазов на полюс и фазу, так как у них особенно велика вероятность низких чисел волн. При более высоких порядках r динамические прогибы ярма становятся малыми, так как они убывают приблизительно пропорционально 4-й степени числа r.

Здесь надо также иметь в виду, что величина вибрации в значительной степени зависит от импеданса колебательной системы $z_м$, который характеризует близость ее к резонансу. Разумеется, что при резонансе вибрация и шум могут быть большими даже при малых возбуждающих силах.

Максимальная амплитуда силовых волн согласно (4-37) создается парой первых пазовых гармоник статора ($q' = \pm q$) и ротора ($q'' = \pm 1$). Поэтому при расчетах необходимо в первую очередь учесть влияние этих гармоник на уровень вибрации и громкости шума.

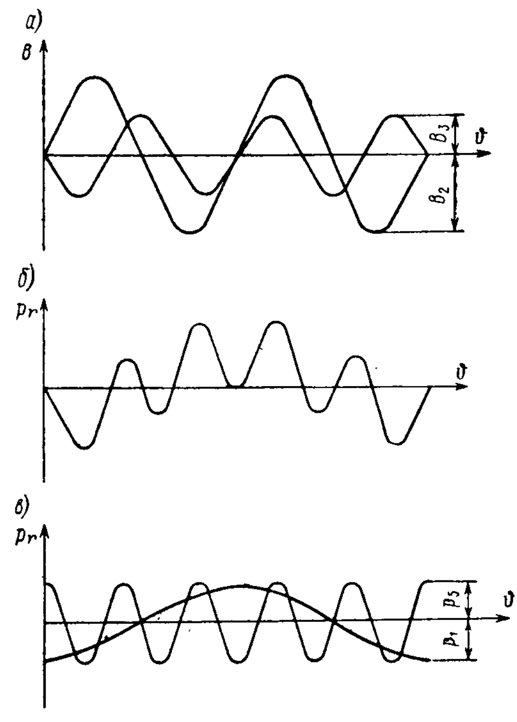


Рис 4-4. Взаимодействие двух полей и образование силовой волны: *а* — волны индукции; *б* — результирующая силовая волна; *в* — разложение силовой волны

В общем виде радиальные силовые волны могут быть представлены следующим образом:

$$p_r = P_r \cos (r\vartheta - \omega_r t - \varphi_r). \qquad (4\text{-}40)$$

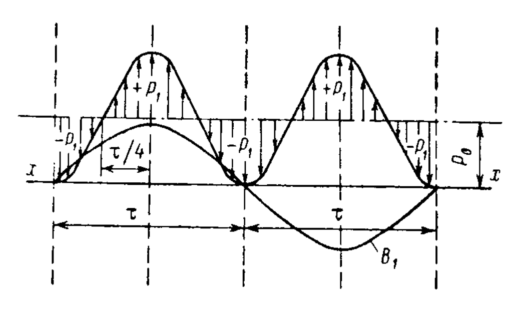
Различное направление усилий в этом выражении (к центру и от центра) объясняется тем, что при возведении в квадрат выражения (4-2) результирующая сила слагается из постоянной и переменной составляющей. Так, например, для основной волны

$$b_1 = B_1 \cos (p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_1), \qquad (4\text{-}41)$$

имеем радиальную силу

$$p_r \equiv b_1^2 = \frac{B_1^2}{2} [1 + \cos 2 (p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_1)] = p_0 + p_1. \qquad (4\text{-}42)$$

Постоянная составляющая в этом выражении указывает на то, что к статору приложена система равномерно распределенных сил, вызывающих напряжения сжатия. Переменная составляющая представляет собой бегущую силовую волну, меняющую один раз свой знак в пределах каждого полюсного деления.



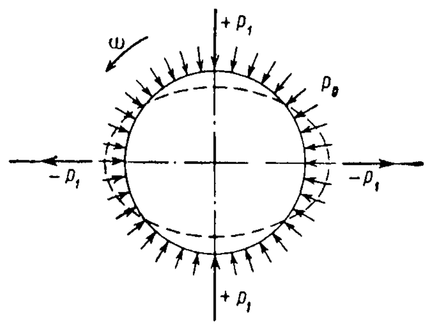


Рис. 4-5. Распределение радиальных сил в воздушном зазоре двухполюсной машины

На рис. 4-5 показано распределение сил для двух полюсной машины. Здесь синусоидальное распределение сил в бегущей волне заменено сосредоточенными силами P_1.

Амплитудное значение силовой волны, создаваемой первыми пазовыми гармоническими статора и ротора, можно определить по приближенной формуле

$$P = \frac{1}{36q^2}\left(\frac{I_1}{I_{0r}}\right)^2\left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 k_н^2,\ кгс/см^2. \qquad (4\text{-}43)$$

Если принять во внимание, что высокой точности от расчета величины возбуждающих сил не требуется, то формулу (4-43) можно еще более упростить. Приняв в среднем $B_\delta = 8000$ *гс*; $k_н = 1{,}25$; $I_1/I_{0r} = 3{,}0$ и подставив эти значения в формулу (4-43), получим

$$P \approx \frac{1}{q^2},\ кгс/см^2. \qquad (4\text{-}44)$$

Как видно из (4-44), при обычных числах пазов на полюс и фазу, колеблющихся в пределах 3—5, амплитуда силовых волн, возбуждаемых первыми пазовыми гармониками, находится в пределах 0,05—0,1 *кгс/см*². Зависимость (4-44) также показывает, что величина возбуждающих магнитных сил значительно уменьшается с ростом числа пазов статора.

Ниже приводятся примеры расчета вибрации асинхронных двигателей, возбуждаемых радиальными силами. В целях упрощения расчеты выполняются без учета скрепляющего действия

Таблица 4-1

$\mu = q'' Z_2 + p$ \ $\nu = p \times (6q' + 1)$		B_ν												$I_r = I_N \left[q'' \frac{{}_2Z}{p} \times \times (1 - s) {}^{+0}_{+2} \right]$ при $r = \mu - \nu$; при $r = \mu + \nu$
		q'	−1	+1	−2	+2	−3	+3	−4	+4	. . .	−n	+n	
B_μ	q''	μ \ ν												
	−1													
	+1													
	−2				$r = \nu \pm \mu$									
	+2													
	. . .													
	−n													
	+n													

корпуса. Для удобства рекомендуется составить следующую расчетную таблицу (табл. 4-1).

Пример 1. Произведем подробный расчет магнитной вибрации трехфазного короткозамкнутого асинхронного электродвигателя мощностью 6 *квт* на напряжение 220 *в*, частоту 50 *гц* и число полюсов $2p = 6$, имеющего следующие данные:

Число пазов $Z_1 = 36$, $Z_2 = 44$; ток $I_1 = 17{,}5$ *а*, $I_0 = 10{,}6$ *а*, $I_2' = 15$ *а*; фазовый угол $\varphi_1 = 37°$, $\varphi_{0r} = 90°$; коэффициент Картера $k_{c1} = 1{,}15$, $k_{c2} = 1{,}02$; индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 7600$ *гс*; насыщение магнитной цепи $k_н = 1{,}5$; номинальное скольжение $s = 0{,}05$; сокращение шага обмотки статора $\beta = {}^7/_9$; обмоточный коэффициент $k_{w1} = 0{,}92$; средний радиус спинки статора $R_c = 11{,}2$ *см*; радиус расточки статора $R_i = 6{,}2$ *см*; толщина спинки статора $h = 2{,}2$ *см*; активная длина статора $l_t = 20$ *см*; масса статора, приведенная к 1 *см*² средней цилиндрической поверхности спинки, $m_c = 3{,}5 \cdot 10^{-6}$ *кгс·сек²/см*.

1. Число пар полюсов магнитных полей обмотки статора (включая основную волну) $\nu = (6q' + 1)\,p = +3, -15, +21, (-33, +39), -51, +57, (-69, +75), -87, +93\ldots$ В скобки взяты числа пар полюсов зубцового порядка.

2. Число пар полюсов магнитных полей обмотки ротора (включая основную волну) $\mu = q''Z_2 + p = +3, -41, +47, -85, +91, -129, +135\ldots$

3. Порядок колебаний $r = \nu \pm \mu$ (табл. 4-2). В этой таблице отмечены только порядки колебаний с числом волн менее 10.

Наиболее сильный шум из всех указанных в таблице порядков колебаний будет возникать при числе волн $r = -2$. Такой низкий порядок колебаний на зубцовой частоте свидетельствует о том, что число пазов ротора в этом электродвигателе подобрано неудачно.

Произведем подробный расчет вибрации, возбуждаемой пазовыми гармониками ($\nu = +39$; $\mu = -41$) и высшими гармониками обмоток статора и ротора ($\nu = -87$, $\mu = -85$).

Таблица 4-2

q''	q'	0	−1	+1	−2	+2	−3	+3	−4	+4	−5	+5
	μ \ ν	+3	−15	+21	−33	+39	−55	+57	−69	+75	−87	+93
0	+3	(6)										
−1	−41				+8	[−2]						
+1	+47						−4					
−2	−85										(−2)	
+2	+91										+4	+2

А. Вибрация, возбуждаемая пазовыми гармониками

1. Частота возбуждающих сил согласно (4-38) и (4-39)

$$f = 50\left[-1\cdot\frac{44}{3}\cdot(1-0{,}05)+2\right] = 595\ гц;$$

$$\omega_1 = 2\pi\cdot 595 = 3740\ 1/сек.$$

2. Амплитуда первой пазовой гармоники статора:

а) от распределения обмотки в соответствии с (4-24)

$$B_{\nu z} = 0{,}077 \cdot \frac{17{,}5}{10{,}6} \cdot 1{,}5 \cdot 7600 = 1450 \ \textit{гс};$$

значение $\frac{p}{\nu} \frac{k_{w\nu}}{k_{w1}}$ взято из приложения 8;

б) от зубчатости статора для первой пазовой гармоники статора имеем согласно (4-27): $B_{z1} = 0{,}146 \cdot 7600 = 1110$ *гс*, где $\xi_1 = 0{,}146$ — для $k_{c1} = 1{,}15$ и $k_1 = 1$ (рис. 4-2);

в) результирующее значение пазовых гармоник статора равно геометрической сумме B_{z1} и $B_{\nu z}$, т. е. $B_\nu = 2150$ *гс*.

3. Амплитуда гармоник полей ротора:

а) от распределения обмотки ротора в соответствии с выражением (4-29)

$$B_{\mu z} = \frac{3}{-41} \cdot \frac{1}{0{,}92} \cdot 1{,}5 \cdot \frac{15{,}0}{10{,}6} \cdot 7600 = -1290 \ \textit{гс};$$

б) от зубчатости ротора согласно (4-32) $B_{z2} = 0{,}02 \cdot 7600 = 152$ *гс*, здесь $\xi_2 = 0{,}02$ для $k_{c2} = 1{,}02$ и $k_2 = 1$ (рис. 4-2);

в) результирующее значение пазовых гармоник ротора равно геометрической сумме $B_{\mu z}$ и B_{z2}, т. е. $B_\mu = 1300$ *гс*.

4. Амплитуда удельной радиальной силы, приведенная к среднему радиусу спинки статора в соответствии с (4-37)

$$p_{\mu\nu} = \left(\frac{2150}{5000}\right) \cdot \left(\frac{1300}{5000}\right) \cdot \frac{6{,}2}{11{,}2} = 0{,}062 \ \textit{кгс/см}^2.$$

5. Механический импеданс статора:

масса $m = 3{,}5 \cdot 10^{-5}$ *кгс·сек²/см*;

податливость

$$\lambda = \frac{12 \cdot 11{,}2^4}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}2^3} \cdot \frac{2^2 + 1}{2^2 (2^2 - 1)^2} = 11{,}8 \cdot 10^{-4} \ \textit{см/кгс};$$

импеданс

$$z = 3740 \cdot 3{,}5 \cdot 10^{-5} - \frac{1}{3740 \cdot 11{,}8 \cdot 10^{-4}} = -0{,}095 \ \textit{кгс·сек/см}.$$

6. Уровень вибрации

$$|\dot{y}| = \frac{0{,}062}{0{,}095 \cdot \sqrt{2}} = 0{,}46 \ \textit{см/сек};$$

вибрация в децибелах по ускорению

$$L = 20 \lg \frac{3740 \cdot 0{,}46}{3 \cdot 10^{-2}} = 95 \ \textit{дб}.$$

Б. Вибрация, возбуждаемая высшими обмоточными гармониками: $\nu = -87$, $\mu = -85$

1. Частота возбуждающих сил для гармоник ротора с числом пар полюсов $\mu = -85$, порядковое число $q'' = -2$. Следовательно, частота

$$f = 50 \left[-2 \cdot \frac{44}{3} \cdot (1 - 0{,}05)\right] = 1390 \ \textit{гц};$$

$$\omega = 2\pi \cdot 1390 = 8730 \ \textit{1/сек}.$$

2. Амплитуда гармоники обмотки статора

$$B_\nu = 0{,}0093 \cdot \frac{17{,}5}{10{,}6} \cdot 1{,}5 \cdot 7600 = 175 \ \textit{гс};$$

3. Амплитуда гармоники обмотки ротора

$$B_\mu = \frac{3}{85} \cdot \frac{1}{0{,}92} \cdot 1{,}5 \cdot \frac{15}{10{,}6} \cdot 7600 = 620 \text{ гс}.$$

4. Амплитуда удельной радиальной силы

$$p_{\nu\mu} = \frac{175}{5000} \cdot \frac{620}{5000} \cdot \frac{6{,}2}{11{,}2} = 0{,}0024 \text{ кгс/см}^2.$$

5. Механический импеданс статора при $r = -2$ равен $z_м = -0{,}095$ *кгс·сек/см*.
6. Уровень вибрации

$$|\dot{y}| = \frac{0{,}0024}{0{,}095 \cdot \sqrt{2}} = 0{,}017 \text{ см/сек};$$

$$L = 20 \lg = \frac{8730 \cdot 0{,}017}{3 \cdot 10^{-2}} = 74 \text{ дб}.$$

Пример 2. Произведем расчет уровня магнитной вибрации асинхронного электродвигателя мощностью 500 *квт* на напряжение 6000 *в*, частоту 50 *гц*, число полюсов $2p = 4$, в котором выбрано благоприятное соотношение чисел пазов статора и ротора.

Число пазов $Z_1 = 60$, $Z_2 = 50$; ток $I_1 = 57{,}5$ *а*, $I_0 = 15{,}3$ *а*, $I_2' = 51{,}5$ *а*; фазовый угол $\varphi_1 = 27°$, $\varphi_{0r} = 90°$; коэффициент Картера $k_{c1} = 1{,}45$, $k_{c2} = 1{,}1$; индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 8075$ *гс*; насыщение магнитной цепи $k_н = 1{,}28$; номинальное скольжение $s = 0{,}012$; сокращение шага обмотки статора $\beta = 11/15$; обмоточный коэффициент $k_{w1} = 0{,}873$; средний радиус спинки статора $R_c = 38{,}3$ *см*; радиус расточки статора $R_i = 25{,}5$ *см*; толщина спинки статора $h = 8{,}5$ *см*; активная длина статора $l_t = 34$ *см*; масса статора, приведенная к 1 *см*² средней поверхности спинки статора, $m_c = 12 \cdot 10^{-5}$ *кгс·сек²/см*.

1. Число пар полюсов магнитных полей обмоток статора и ротора: $\nu = (6q' + 1)\,p = +2, -10, +14, -22, +26, -34, +38, -46, +50, (-58, +62)\ldots$ $\mu = q''Z_2 + p = +2, -48, +52, -98, +102\ldots$
2. Порядок колебаний $r = \nu \pm \mu$ (табл. 4-3).

Как видно из таблицы, пазовые гармоники не могут вызвать большие вибрации, так как порядок колебаний, возбуждаемый ими, равен −6, +10. Поэтому произведем расчет вибраций, возбуждаемых обмоточными гармониками, с числом волн $r = 2$ и основным полем $r = 4$.

Таблица 4-3

q''	q'	0	−1	+1	−2	+2	−3	+3	−4	+4	−5	+5
	μ \ ν	+2	−10	+14	−22	+26	−34	+38	−46	+50	−58	+62
0	+2	(4)										
−1	−48								[+2]	+2		
+1	+52								+6	−2	−6	+10
−2	−98											
+2	+102											

1. Частота возбуждающих сил:

а) для гармоник $\nu = -46$ и $\mu = -48$:

$$f = 50\left[-1\cdot\frac{50}{2}\cdot(1-0{,}012)\right] = 1230\ гц;$$

$$\omega = 2\pi\cdot 1230 = 7720\ 1/сек;$$

б) для основной волны $\nu = 2$; $\mu = 2$; $r = 4$:

$$f = 2\cdot 50 = 100\ гц;$$

$$\omega = 2\pi\cdot 100 = 628\ 1/сек.$$

2. Амплитуда магнитных полей:

а) гармоник обмоток статора и ротора:

$$B_\nu = -0{,}0728\cdot\frac{57{,}5}{15{,}3}\cdot 1{,}28\cdot 8075 = -284\ гс;$$

$$B_\mu = \frac{2}{-48}\cdot\frac{1}{0{,}873}\cdot 1{,}28\cdot\frac{57{,}5}{15{,}3}\cdot 8075 = -167\ гс;$$

б) основной волны

$$B_1 = 8075\ гс.$$

3. Амплитуда удельной радиальной силы:

а) для гармоник $\nu = -46$ и $\mu = -48$

$$p_{\nu\mu} = \frac{284}{5000}\cdot\frac{1670}{5000}\cdot\frac{25{,}5}{38{,}3} = 1{,}26\cdot 10^{-2} кгс/см^2;$$

б) для основной волны

$$p_1 = \frac{1}{2}\cdot\left(\frac{8075}{5000}\right)^2\cdot\frac{25{,}5}{38{,}3} = 0{,}87\ кгс/см^2.$$

4. Механический импеданс статора:

а) для порядка колебаний при $r = 2$:

$$\lambda = \frac{12\cdot 38{,}3^4}{2{,}1\cdot 10^6\cdot 8{,}5^3}\cdot\frac{2^2+1}{2^2(2^2-1)^2} = 2{,}8\cdot 10^{-3}\ см/кгс;$$

$$z_0 = 7720\cdot 12\cdot 10^{-5} - \frac{1}{7720\cdot 2{,}8\cdot 10^{-3}} = 0{,}884\ кгс\cdot сек/см;$$

б) для порядка колебаний при $r = 4$:

$$\lambda = \frac{12\cdot 38{,}3^4}{2{,}1\cdot 10^6\cdot 8{,}5^3}\cdot\frac{4^2+1}{4^2(4^2-1)^2} = 0{,}95\cdot 10^{-4} см/кгс;$$

$$z_0 = 628\cdot 12\cdot 10^{-5} - \frac{1}{628\cdot 0{,}95\cdot 10^{-4}} = 16{,}8\ кгс\cdot сек/см.$$

5. Уровень вибрации:

а) при частоте 1230 *гц*:

$$\dot{y} = \frac{1{,}26\cdot 10^{-2}}{\sqrt{2}\cdot 0{,}884} = 10^{-2}\ см/сек;$$

$$L = 20\lg\frac{10^{-2}\cdot 7720}{3\cdot 10^{-2}} = 68\ дб;$$

б) при частоте 100 *гц*:

$$\dot{y} = \frac{0{,}87}{\sqrt{2}\cdot 16{,}8} = 0{,}036\ см/сек;$$

$$L = 20\lg\frac{628\cdot 0{,}036}{3\cdot 10^{-2}} = 57\ дб.$$

4-6. ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ НА УРОВЕНЬ ГРОМКОСТИ МАГНИТНОГО ШУМА

На стадии проектирования часто возникает необходимость в расчетной оценке уровней громкости магнитного шума при работе машины как под нагрузкой, так и при холостом ходе. Вызвано это тем, что в большинстве случаев существующая методика оценки виброакустических характеристик предусматривает испытания машины только при холостом ходе. Испытание машины под нагрузкой требует сочленения испытуемой машины с нагрузочным устройством, что связано с созданием специального виброакустического стенда, обеспечивающего полное отсутствие помех, вносимых нагрузочным устройством и элементами сочленения.

Так как такие испытания не всегда желательны и возможны, то произведем расчетную оценку величины снижения магнитной вибрации при переходе от нагрузки к холостому ходу.

Расчет радиальных сил при холостом ходе может быть произведен по формулам (4-35) и (4-37). Из них видно следующее.

1. Основная волна магнитного поля при переходе от нагрузки к холостому ходу практически не меняет свою величину.

Имеющиеся случаи изменения уровня вибрации, возбуждаемой основной волной, при обмотках с целым числом q, можно объяснить плохим креплением пакета железа в корпусе.

2. Высшие гармоники обмотки статора B_ν и ротора B_μ меняют свою величину пропорционально I_1/I_{0r} и I_2'/I_{0r} соответственно. Поэтому уровень вибрации, возбуждаемой этими гармониками поля, при переходе от нагрузки к холостому ходу должен снизиться на величину

$$\Delta L = 20\lg\frac{(B_\nu B_\mu)_н}{(B_\nu B_\mu)_0} = 20\lg\frac{I_1 I_2'}{I_0^2}. \qquad (4\text{-}45)$$

Гармоники зубцового порядка, как видно из формул, имеют две составляющие. Одна из этих составляющих — обмоточная —

зависит от тока нагрузки, так же как и гармоники (п. 2); вторая составляющая обусловлена зубчатостью и практически не меняет своего значения от тока нагрузки.

При работе машины под нагрузкой обе составляющие имеют различные фазы, поэтому складываются геометрически. При холостом ходе обе составляющие имеют фазу тока холостого хода, поэтому их результирующая равна алгебраической сумме.

Ниже на примере показано, как изменяются магнитная вибрация при переходе от нагрузки к холостому ходу.

Пример. Определить вибрацию при холостом ходе электродвигателя мощностью 6 *квт*, напряжением 220 *в*, с числом полюсов $2p=6$, уровни вибрации которого при работе под нагрузкой рассчитаны в § 4-5.

1. Для пазовых гармоник:

а) статора:

$$B_{\nu z0} = B_{\nu z\text{н}} \frac{I_0}{I_1} = 1450 \cdot \frac{10,6}{17,5} = 880 \text{ гс};$$

$$B_{z10} = B_{z1\text{н}} = 1110 \text{ гс};$$

$$B_\nu = B_{z10} + B_{\nu z0} = 1110 + 880 = 1990 \text{ гс};$$

б) ротора:

$$B_{\mu z0} = B_{\mu z\text{н}} \frac{I_0}{I_2} = 1290 \cdot \frac{10,6}{15,0} = 910 \text{ гс};$$

$$B_{z20} = B_{z2\text{н}} = 132 \text{ гс};$$

$$B_\mu = B_{\mu z0} + B_{z20} = 910 + 132 = 1042 \text{ гс};$$

в) величина снижения вибрации:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{2150}{1990} \cdot \frac{1300}{1042} = 3 \text{ дб}.$$

2. Для обмоточных гармоник по формуле (4-45) величина снижения вибрации составляет

$$\Delta L = 20 \lg \frac{17,5 \cdot 15}{10,6^2} = 7,5 \text{ дб}.$$

4-7. ВЫБОР ЧИСЛА ПАЗОВ КОРОТКОЗАМКНУТОГО РОТОРА

Благоприятное соотношение чисел пазов статора и ротора оказывает решающее влияние на снижение магнитного шума электродвигателя. Однако надо иметь в виду, что от выбора тех или иных соотношений чисел пазов зависит не только малошумность, но пусковые, двигательные и тормозные свойства асинхронных двигателей. Поэтому при выборе чисел пазов необходимо учесть все указанные факторы.

Рассмотрим основные условия, которыми необходимо руководствоваться при выборе чисел пазов короткозамкнутого ротора, имея в виду, что число пазов статора выбирается, как указывалось выше, из условий применения обмотки с наибольшим целым q.

1. Для уменьшения величины асинхронных моментов, вызванных зубцовыми гармониками проводимости воздушного зазора, гармониками м. д. с. обмоток статора и ротора, добавочными потерями, а также учитывая условия работы, рекомендуется:

а) при открытых пазах в статоре соблюдать отношение

$$0{,}8Z_1 \leqslant Z_2 \leqslant 1{,}25Z_1; \qquad (4\text{-}46)$$

б) при закрытых и полузакрытых пазах пределы (4-46) могут быть несколько раздвинуты;

в) при тяжелых условиях пуска число пазов в роторе должно быть меньше, чем в статоре, т. е.

$$Z_2 < Z_1; \qquad (4\text{-}47)$$

г) при нормальных и облегченных условиях работы число пазов в роторе в целях снижения шума должно быть больше, чем в статоре, т. е.

$$Z_2 > Z_1. \qquad (4\text{-}48)$$

2. Для того чтобы подавить или ослабить действие синхронных моментов, при выборе числа пазов короткозамкнутого ротора необходимо руководствоваться табл. 4-4, где приведены пары высших гармонических, создающие синхронизирующий момент.

3. Соотношением чисел пазов статора и ротора определяется число пар высших гармоник ν и μ, а тем самым — порядковое число силовых волн r. Самыми опасными в отношении возникновения шума являются числа $r = 0{,}1,\ 2,\ 3,\ 4$. При этом $r = 0$ у большинства машин малой и средней мощности менее опасно, чем $r = 1,\ 2,\ 3$ (см. табл. 3-1). Для выбора соотношения чисел пазов Z_1 и Z_2 достаточно ограничиться рассмотрением первой пазовой гармоники статора и ротора, т. е. воспрепятствовать тому, чтобы первая пазовая гармоника статора дала с первой пазовой гармоникой ротора силовую волну, имеющую порядковое число $r = 0,\ \pm 1,\ \pm 2,\ \pm 3,\ \pm 4$. Амплитуда колебаний порядка $r = \pm 5$ и выше для машин малой и средней мощности уже малы.

Так как число пар полюсов первой пазовой гармоники статора

$$\nu = \pm Z_1 + p, \qquad (4\text{-}49)$$

а число пар полюсов первой пазовой гармоники ротора

$$\mu = \pm Z_2 + p, \qquad (4\text{-}50)$$

то создаваемые ими силовые волны имеют порядок:

$$r = (\pm Z_2 + p) \pm (\pm Z_1 + p). \qquad (4\text{-}51)$$

Таблица 4-4

z_2	Число пар полюсов высших гармонических, вызывающих провал в кривой момента вращения												
	p	$2p$	$3p$	$4p$	$5p$	$6p$	$7p$	$8p$	$9p$	$10p$	$11p$	$12p$	$13p$
z_1+10p	○		**○**		○		○		**⊘**		⊘		○
z_1+9p		◎		◎				◎̸		◎̸			
z_1+8p	**○**		○		**○**		**⊘**		⊘		**○**		**○**
z_1+7p						**⊘**						**○**	
z_1+6p	◎				◎̸		◎̸				◎		◎
z_1+5p						⊘						○	
z_1+4p	○		**○**		⊘		○		**○**		○		○
z_1+3p		◎̸		◎̸				◎		◎			
z_1+2p	**⊘**		⊘		**○**		**○**		○		**○**		**○**
z_1+p						**○**						**○**	
z_1	◎̸				◎		◎				◎		◎
z_1-p						○						○	
z_1-2p	⊘		**○**		○		○		**○**		○		○
z_1-3p		◎̸		◎̸				◎		◎			
z_1-4p	**○**		⊘		**⊘**		**○**		○		**○**		**○**
z_1-5p						**⊘**						**○**	
z_1-6p	◎				◎̸		◎̸				◎		◎
z_1-7p						⊘						○	
z_1-8p	○		**○**		○		⊘		**⊘**		○		○
z_1-9p		◎		◎				◎̸		◎̸			
z_1-10p	**○**		○		**○**		○		⊘		**⊘**		**○**

◎ — Провалы при неподвижном роторе

○ — провалы в режиме двигателя

○ — провалы в тормозном режиме

◎̸, **⊘**, ⊘ — особо сильные провалы соответственно при неподвижном роторе, режиме двигателя и тормозном режиме

Примечание. 1. Число пазов ротора, при которых возникают синхронные моменты при неподвижном роторе, соответствуют случаям отсутствия скоса пазов;

2. Величина провала уменьшается по мере возрастания числа пар полюсов высших гармонических.

Учитывая требование по ограничению числа r, условие уменьшения шума может быть записано в виде:

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 0, \ \pm 1; \quad \pm 2; \quad \pm 3; \quad \pm 4; \\ 2p, \ 2p \pm 1; \quad 2p \pm 2; \quad 2p \pm 3, \ 2p \pm 4. \end{cases} \quad (4\text{-}52)$$

Чтобы избежать нулевых колебаний $r = 0$

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 0; \\ 2p. \end{cases} \quad (4\text{-}53)$$

Колебания с $r = \pm 1$ не возникают при

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} \pm 1; \\ \pm 2p \pm 1. \end{cases} \quad (4\text{-}54)$$

Изгибные электрические колебания $r = \pm 2$ не возникают при

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} \pm 2; \\ 2p \pm 2. \end{cases} \quad (4\text{-}55)$$

Изгибные колебания с тремя волнами деформаций по окружности не возникают при

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} \pm 3; \\ 2p \pm 3 \end{cases} \quad (4\text{-}56)$$

и т. д.

Выполнение условий (4-54) и (4-56) равносильно исключению нечетных чисел пазов ротора.

Приведенные соотношения являются достаточными для исключения того или иного вида колебаний. Однако при этом надо иметь в виду, что для ограничения шума не существует универсального правила выбора числа пазов, одинаково пригодных для машин как малых, так и больших мощностей. Объясняется это тем, что резонансные свойства пакетов железа различны у малых и больших машин.

Хорошим примером сказанного является опыт, проведенный Иорданом. Был сконструирован целый ряд четырехполюсных асинхронных двигателей с пазами $Z_1 = 36$; $Z_2 = 30$, с одинаковой индукцией в зазоре B_δ и одинаковой линейной токовой загрузкой A на 5, 10, 15, 30, 100 и 200 *квт*.

Выяснилось, что, несмотря на совершенно одинаковые возбуждающие силы, электродвигатели на 5, 10, 100 и 200 *квт* оказались малошумными, 15 *квт* — с повышенным шумом, 30 *квт* — особенно шумными.

На рис. 4-6 изображены зависимости основной частоты возбуждающих магнитных сил и собственной частоты статорного кольца для порядков колебаний $r = 0$, 2, 3, 4 от номинальной мощности четырехполюсного двигателя по данным Иордана [51],

Как видно из рис. 4-6, эллиптическая деформация ($r = 2$) опасна для машин мощностью около 50 *квт*, в то время как эта деформация почти совершенно не влияет на шум машины мощностью порядка 500 *квт*. Напротив, деформация с числом волн $r = 4$ очень опасна для машины мощностью более 1500 *квт*, но совершенно не влияет на шум машин меньшей мощности.

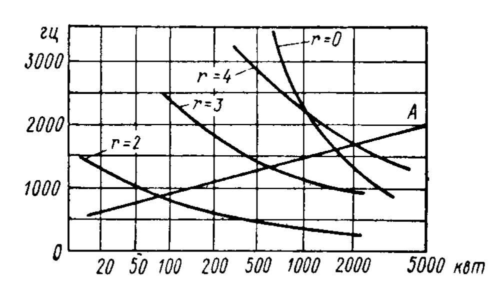


Рис. 4-6. Зависимости частоты возбуждающих сил и собственной частоты статора от мощности для четырехполюсных двигателей (по Иордану)

Приведенный пример указывает на то, что правильный выбор пазов не дает еще гарантии малошумной работы электродвигателя. Окончательный ответ может быть получен только после тщательного виброакустического расчета, учитывающего вибрационные свойства статора как колебательной системы. Поэтому при выборе числа пазов ротора для бесшумной работы необходимо рассматривать отдельно машины малых, средних и больших мощностей.

Допустимое число силовых волн r должно быть тем больше, чем крупнее машина.

4. Для машин больших мощностей, имеющих a параллельных ветвей в обмотке статора, рекомендуется выполнять следующие условия:

$$Z_1 - Z_2 \neq \left| \frac{p}{a} \pm p \pm 1 \right| \text{— при нечетном } a;$$

$$Z_1 - Z_2 \neq \left| \frac{2p}{a} \pm p \pm 1 \right| \text{— при четном } a. \qquad (4\text{-}57)$$

5. Для двухслойной обмотки с укороченным шагом, имеющей две параллельные ветви ($a = 2$), необходимо, чтобы

$$Z_1 - Z_2 \neq 3p \pm 1;$$
$$Z_1 - Z_2 \neq p \pm 1. \qquad (4\text{-}58)$$

Ниже на примерах показано, как должен производиться выбор чисел пазов ротора для малошумного электродвигателя.

Пример 1. Необходимо выбрать число пазов для ротора четырехполюсного асинхронного электродвигателя, имеющего 36 пазов в статоре и диаметр корпуса 300 *мм*. Условия работы — нормальные.

Решение. а. Учитывая условия (4-48), (4-54) и (4-56), ограничим количество пазов ротора числами 36, 38, 40, 42, 44, 46.

б. Чтобы первые пазовые гармоники не вызывали вибрации с числом волн r равным 0 и 2, следует из указанных чисел для $r = 0$ исключить 36, 40; для $r = 2$—38, 42.

в. Из оставшихся чисел 44 и 46 следует исключить число 44, так как при нем возникает сильный провал момента в режиме двигателя (табл. 4-4).

Пример 2. Необходимо выбрать число пазов для ротора крупного высоковольтного асинхронного электродвигателя с $2p = 4$, имеющего 60 пазов в статоре и диаметр корпуса 1000 *мм*. Условия пуска — тяжелые.

Решение. а. Учитывая условия (4-47), (4-54) и (4-56), рассматриваем числа 48, 50, 52, 54, 56, 58, 60.

б. Чтобы первые пазовые гармоники не вызывали вибрации с числом r, равным 0, 2 и 4, следует из указанных чисел для $r = 0$ исключить 56, 60; для $r = 2$—54, 58, а для $r = 4$—52, 56, 60.

в. Из оставшихся чисел 48 и 50 следует исключить число 48 из-за провала момента при пуске (табл. 4-4).

Провалом момента для числа пазов 50 от гармонических с числом волн $5p$ пренебрегаем.

Пример 3. Необходимо выбрать число пазов для ротора двухскоростного электродвигателя ($2p = 8$ и $2p = 12$), имеющего 72 паза в статоре. Условия работы — нормальные. Диаметр корпуса 800 *мм*.

Решение. а. Учитывая условия (4-48), (4-54) и (4-56), рассматриваем четные числа пазов от 72 до 90.

б. Чтобы первые пазовые гармоники не вызывали вибрации с числом волн r, равным 0, 2 и 4, следует из оставшихся чисел для $r = 0$ при числе полюсов $2p = 8$ исключить 72, 80; при $2p = 12$—72, 84; для $r = 2$ при числе полюсов $2p = 8$ исключить 74, 82, 78; при $2p = 12$—74, 86, 82; для $r = 4$ при числе полюсов $2p = 8$ исключить 76, 84; при $2p = 12$—76, 88, 80.

Остается одно число 90, которое неприемлемо из-за провала момента при $2p = 12$ при пуске. Таким образом, ни одно число не удовлетворяет вышеприведенным условиям.

В связи с этим включаем в рассмотрение еще одно число — 92. Указанное число пазов полностью удовлетворяет условиям малошумности, а возникающий незначительный провал момента от гармонических с числом полюсов $5p$ в тормозном режиме (табл. 4-4) вполне приемлем.

Пример 4. Необходимо выбрать число пазов для ротора крупного асинхронного электродвигателя с числом полюсов $2p = 30$, имеющего 180 пазов в статоре и диаметр корпуса 2500 *мм*. Условия пуска — тяжелые.

Решение. а. Учитывая условия (4-47), (4-54) и (4-56), рассматриваем четные числа пазов от 144 до 180.

б. Чтобы число силовых волн r было наибольшим, из указанных чисел выбираем число 162 ($r = 18$).

в. При числах пазов $Z_1 = 180$ и $Z_2 = 162$ синхронные моменты не возникают.

Рис. 4-7. Форма колебаний статора при скосе пазов

4-8. ВЛИЯНИЕ СКОСА ПАЗОВ НА ВИБРАЦИЮ И ШУМ

Взаимодействие полей высших гармоник статора и ротора при скосе пазов приводит к появлению нового вида колебаний (рис. 4-7).

Как показывают многочисленные опыты и расчеты, вибрация, возбуждаемая 1-й пазовой гармоникой, при скосе пазов на пазовое деление значительно ниже, чем при прямых пазах. Это особенно относится к двигателям, в которых соотношение чисел Z_1 и Z_2 является неблагоприятным.

Магнитное поле в зазоре при прямых пазах в статоре и скошенных пазах в роторе можно представить в следующем виде:

а. Гармоники поля статора

$$b_\nu = B_\nu \cos(\nu\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{\nu r}), \tag{4-59}$$

т. е. без изменения по зависимости (4-23).

б. Гармоники поля ротора

$$b_\mu = B_\mu \cos\left[\mu\left(\vartheta - \gamma_s \frac{z}{l_t}\right) - \omega_\mu t - \varphi_{\mu r}\right]. \tag{4-60}$$

В отличие от уравнения (4-28) в уравнении (4-60) учитывается дополнительный фазовый угол $\mu\gamma_s z/l_t$, вызываемый скосом пазов.

В уравнении (4-60) $\gamma_s = \frac{2b_s}{D_p}$ — центральный угол скоса пазов; b_s — дуга скоса пазов ротора; D_p — диаметр ротора; l_t — длина пакета ротора.

Обе эти волны полей по уравнениям (4-59) и (4-60) создают радиальные силовые волны

$$p_r = P_r \cos(r\vartheta - \omega_r t - \varphi_r - \mu\gamma_s z/l_t), \tag{4-61}$$

где

$$P_r = \left(\frac{B_\nu}{5000}\right)\left(\frac{B_\mu}{5000}\right), \text{ кгс/см}^2; \tag{4-62}$$

$$r = \mu \pm \nu; \quad \omega_r = \omega_\mu \pm \omega_1; \quad \varphi_r = \varphi_{\nu r} \pm \varphi_{\mu r}.$$

При изучении влияния скоса пазов на уровень вибрации статора можно наглядно представить знакопеременную радиальную силу, приложенную к каждой элементарной площадке, в виде вращающегося вектора (рис. 4-8), проекция которого на радиус дает значение возбуждающей силы во времени.

При нескошенных пазах элементарные площадки, взятые вдоль образующей расточки статора, будут возбуждаться магнитными силами, имеющими одинаковую величину и фазу (рис. 4-8,*а*).

Суммарная сила, действующая на полоску шириной 1 *см* на длине статора l_t, будет равна алгебраической сумме всех элементарных сил.

Полный цикл изменения этой силы произойдет за время, в течение которого ротор повернется на одно деление, равное длине волны μ или ν, в зависимости от того, где осуществлен скос — в роторе или в статоре.

При наличии скоса пазов фаза векторов сил будет изменяться линейно от одного края статора к другому. Если γ_s — центральный угол скоса пазов на длине статора, то силы на противоположных концах статора будут сдвинуты по фазе на $\mu\gamma_s$, а фаза сил на какой-нибудь произвольной полоске, расположенной на расстоянии z от середины статора, равна $\mu\gamma_s z/l_t$.

На рис. 4-8, *б—г* показано пространственное распределение сил при скосе паза на 0,25, 0,5 и 1 длины волны ротора порядка μ.

Конец векторов сил описывает цилиндрическую спираль, которая поворачивается на 90, 180 и 360° на длине статора. Результирующая сила всех векторов элементарных сил, совмещенных в одной плоскости, равна геометрической сумме сил.

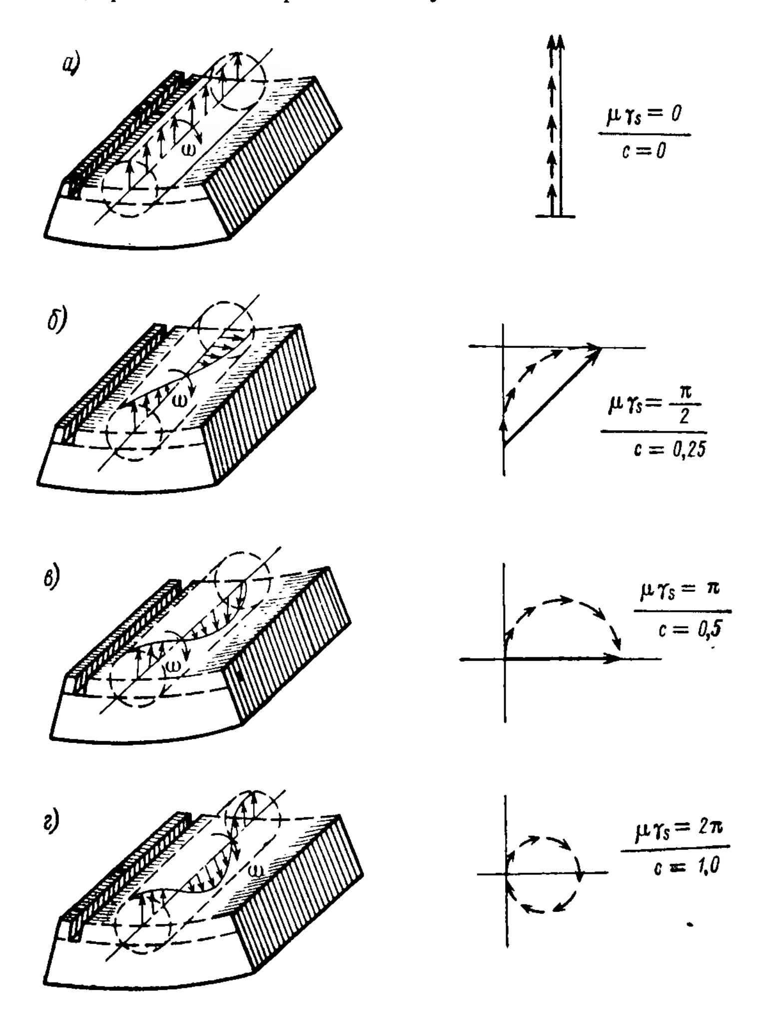


Рис. 4-8. Пространственное распределение сил при отсутствии и наличии скоса пазов

Как видно из рис. 4-8, по мере увеличения скоса величина результирующего вектора падает и становится равной нулю при $\mu\gamma_s = 2\pi$.

При дальнейшем увеличении скоса паза происходит очередной цикл нарастания и спадания радиальных сил, которые становятся равными нулю при $\mu\gamma_s = 4\pi$ и т. д.

Колебания статора (рис. 4-7) происходят относительно линии $x—x$, перпендикулярной оси машины.

Учитывая неравномерное распределение радиальных сил вдоль длины машины, при расчете деформаций изгиба пакета активной стали статора пользуются только средней величиной удельного усилия по длине, т. е.

$$p_{r\tau} = \frac{1}{l_t} \int_{-l_t/2}^{+l_t/2} p_r\, dz = P_r \frac{\sin \frac{\mu \gamma_s}{2}}{\frac{\mu \gamma_s}{2}} \cos (r\vartheta - \omega_r t - \varphi_r), \qquad (4\text{-}63)$$

где выражение

$$\frac{\sin \frac{\mu \gamma_s}{2}}{\frac{\mu \gamma_s}{2}} = k_{s\mu} \qquad (4\text{-}64)$$

означает обмоточный коэффициент скоса для μ-й гармоники ротора.

Таким образом, радиальные усилия, воздействующие на статор при скосе пазов, должны уменьшиться пропорционально коэффициенту скоса.

Для определения скручивающего момента необходимо проинтегрировать моменты элементарных сил $p_r\, dz$ по всей длине пакета:

$$m_\tau = \int_{-l_t/2}^{+l_t/2} p_r z\, dz. \qquad (4\text{-}65)$$

В результате интегрирования выражения (4-65) получим

$$m_\tau = \frac{P_r l_t^2}{\mu \gamma_s} \left[\cos \frac{\mu \gamma_s}{2} - \frac{\sin \frac{\mu \gamma_s}{2}}{\frac{\mu \gamma_s}{2}} \right] \sin (r\vartheta - \omega_r t - \varphi_r). \qquad (4\text{-}66)$$

Амплитуда скручивающего момента

$$M_\tau = P_r \frac{l_t^2}{2} \frac{\cos \frac{\mu \gamma_s}{2} - k_{s\mu}}{\frac{\mu \gamma_s}{2}} = P_r \frac{l_t^2}{2} q_{s\mu}. \qquad (4\text{-}67)$$

На рис. 4-9 приведена зависимость $k_{s\mu}$ и $q_{s\mu}$ от $\frac{\mu \gamma_s}{2}$.

Все вышеприведенные рассуждения справедливы также и в отношении скоса пазов статора с той только разницей, что в выражении коэффициентов $k_{s\mu}$ и $q_{s\mu}$ индекс μ следует заменить индексом ν.

Влияние скоса пазов статора или ротора на уровень вибрации можно рассчитать по уравнению равновесия моментов, приложенных к элементу массы сердечника статора, представленного на рис. 4-10 в виде кольца прямоугольного сечения с размерами

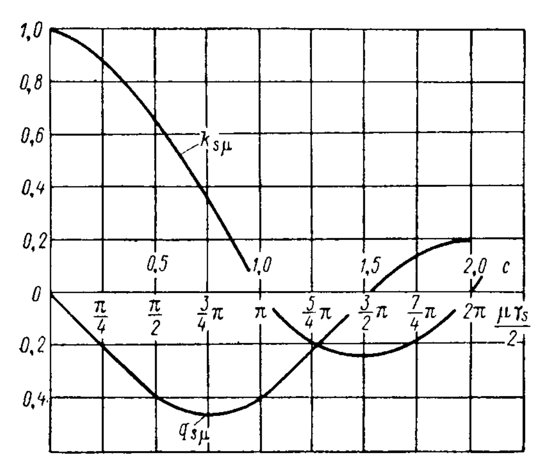


Рис. 4-9. Зависимости $k_{s\mu}$ и $q_{s\mu}$ от c (скос пазов)

спинки статора. Влияние веса пазов и обмотки статора можно учитывать посредством увеличения массы спинки.

Дифференциальное уравнение движения элемента массы имеет следующий вид:

$$J_p R_c \ddot{\varphi} + \frac{EJ_x}{R_c}\varphi - \frac{GJ_\tau}{R}\varphi'' = M_\tau. \qquad (4\text{-}68)$$

Здесь дифференцирование $\ddot{\varphi}$ — по времени; φ'' — по пространственной координате; $J_p = \frac{m\left(l_t^2 + h^2\right)}{12}$ — полярный момент инерции элемента массы статора (где $m = Q/(2\pi R_c q)$; (Q — вес статора); $J_x = hl_t^3/12$ — момент инерции поперечного сечения

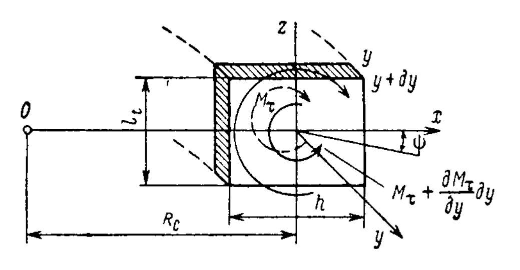


Рис. 4-10. Силы, приложенные к элементу сердечника статора при скосе пазов

статора относительно оси $x—x$; $J_\tau = \eta l_t h^3$ — момент инерции поперечного сечения статора при кручении, где η (по Сен-Венану) выбирается из значений:

l_t/h	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
η	0,14	0,196	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333

Модуль сдвига $G = 0{,}8 \cdot 10^6$ *кгс/см²* (для стали).

В уравнении (4-68) крутящий момент M_τ, создаваемый радиальными силами, уравновешивается моментом сил инерции $J_p R_c \ddot{\varphi}$ и моментами, обусловленными силами упругости при кручении $\frac{GJ_\tau}{R_c}\varphi''$ и изгибе $\frac{EJ_x}{R_c}\varphi$.

Из решения однородного дифференциального уравнения может быть получена частота собственных крутильных колебаний статора (для $r = 0, 2, 3, 4 \ldots$)

$$f_{кр} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{J_p \lambda_{кр}}}, \tag{4-69}$$

где податливость статора при кручении

$$\lambda_{кр} = \frac{R_c^2}{EJ_x + GJ_\tau r^2}. \tag{4-70}$$

Случай при $r = 1$ не представляет интереса и поэтому не рассматривается.

Из решения дифференциального уравнения (4-68) для амплитуды угловой скорости колебаний получим

$$\dot{\varphi} = \frac{M_\tau}{\omega J_p - \frac{1}{\omega \lambda_{кр}}}, \tag{4-71}$$

где $z_{кр}$ — механический импеданс статора при кручении.

Учитывая, что акустическая мощность пропорциональна квадрату скорости колебаний, эффективная радиальная амплитуда скорости колебаний

$$\dot{y}_{кр} = \sqrt{\frac{1}{l_t}\int\limits_{-l_t/2}^{+l_t/2} (z\dot{\varphi})^2\,dz} = \dot{\varphi}\,\frac{l_t}{2\sqrt{3}} \tag{4-72}$$

или

$$\dot{y}_{кр} = \frac{M_\tau l_t}{2\sqrt{3}\left(\omega J_p - \frac{1}{\omega \lambda_{кр}}\right)}. \tag{4-73}$$

Результирующая амплитуда вибрации исходя из изгиба и скручивания

$$\dot{y} = \sqrt{\dot{y}_и^2 + \dot{y}_{кр}^2}, \tag{4-74}$$

где вибрация изгиба с учетом скоса пазов

$$\dot{y}_и = \frac{P_r k_{s\mu}}{\omega m - \frac{1}{\omega \lambda_и}}. \tag{4-75}$$

Приведенная выше физическая картина возникновения вибрации при скошенных пазах и расчетные формулы применимы также при расчетах магнитного шума синхронных машин и машин постоянного тока.

Пример. Рассчитать уровень магнитной вибрации, возбуждаемой гармониками ($\nu = +39$, $\mu = -41$, $\omega = 3740$ *1/сек*, $r = 2$), при скосе пазов в роторе на одно пазовое деление для электродвигателя 6 *квт* из § 4-5.

1. Моменты инерции:

$$J_x = \frac{2{,}2 \cdot 20^3}{12} = 1{,}46 \cdot 10^3 \ \text{см}^4;$$

$$J_\tau = 0{,}31 \cdot 2{,}2^3 \cdot 20 = 66 \ \text{см}^4;$$

$$J_p = \frac{3{,}5 \cdot 10^{-5}\,(20^2 + 2{,}2^2)}{12} = 1{,}18 \cdot 10^{-3} \ \text{кгс} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{см}.$$

2. Податливость статора при кручении (4-70)

$$\lambda_{\text{кр}} = \frac{11{,}2^2}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}46 \cdot 10^3 + 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 66 \cdot 2^2} = 3{,}85 \cdot 10^{-8} \ \text{см/кгс}.$$

3. Механический импеданс статора при кручении

$$z_{\text{кр}} = 3740 \cdot 1{,}18 \cdot 10^{-3} - \frac{1}{3740 \cdot 3{,}85 \cdot 10^{-8}} = -6950 \ \text{кгс} \cdot \text{сек/см}.$$

4. Коэффициенты (рис. 4-9)

$$k_{s\mu} = 0{,}2; \quad q_{s\mu} = -0{,}4; \quad \left(\frac{\mu\gamma_s}{2} = \frac{41}{44}\pi\right).$$

5. Крутящий момент

$$M_\tau = \frac{-0{,}4 \cdot 0{,}062 \cdot 20^2}{2} = -5{,}0 \ \text{кгс} \cdot \text{см}.$$

6. Вибрация согласно (4-73) и (4-75):
от радиальных сил

$$\dot{y}_{\text{и}} = \frac{0{,}2 \cdot 0{,}062}{0{,}095 \cdot \sqrt{2}} = 0{,}092 \ \text{см/сек};$$

от крутящих моментов

$$\dot{y}_{\text{кр}} = \frac{5{,}0 \cdot 20}{2\sqrt{3} \cdot 6950} = 0{,}41 \cdot 10^{-2} \ \text{см/сек}.$$

Результирующая от радиальных сил и крутящих моментов

$$\dot{y}_p = \sqrt{(9{,}2 \cdot 10^{-2})^2 + (0{,}41 \cdot 10^{-2})^2} = 9{,}2 \cdot 10^{-2} \ \text{см/сек};$$

вибрации в децибелах по ускорению

$$L = 20 \lg \frac{3740 \cdot 9{,}2 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-2}} = 81 \ \text{дб},$$

следовательно, снижение магнитной вибрации на частоте $\omega = 3740$ *1/сек* вследствие применения скоса пазов

$$\Delta L = 95 - 81 = 14 \ \text{дб}.$$

4-9. ВЛИЯНИЕ ЭКСЦЕНТРИЧНОСТИ ВОЗДУШНОГО ЗАЗОРА НА МАГНИТНЫЙ ШУМ

У некоторых машин переменного тока иногда наблюдаются повышенные уровни шума на отдельных составляющих спектра из-за эксцентрического положения ротора в расточке статора (неподвижный эксцентриситет) либо эксцентричного расположения пакета ротора относительно оси вала (вращающийся эксцентриситет).

Неподвижный эксцентриситет, как правило, возникает в результате неточной сборки машины, вращающийся эксцентриситет — в результате плохой проточки полностью собранного пакета ротора на валу.

Величину воздушного зазора при наличии эксцентриситета (рис. 4-11), как неподвижного так и вращающегося, можно выразить равенством

$$\delta = \delta_0 - \delta_\varepsilon \cos(\vartheta - \omega_\varepsilon t), \qquad (4\text{-}76)$$

где δ_0 — равномерный воздушный зазор; δ_ε — эксцентриситет; ϑ — угловая координата; ω_ε — угловая частота.

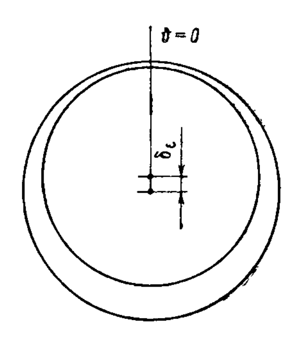


Рис. 4-11. Эксцентриситет ротора

Угловая частота ω_ε равна нулю при неподвижном эксцентриситете и численно равна скорости вращения ротора при вращающемся эксцентриситете:

$$\omega_\varepsilon = \frac{\omega_1}{p}(1 - s). \qquad (4\text{-}77)$$

Магнитная проводимость зазора при эксцентриситете

$$\lambda(\vartheta, t) = \frac{1}{\delta(\vartheta_1 t)} \frac{1}{1 - \varepsilon' \cos(\vartheta - \omega_\varepsilon t)}, \qquad (4\text{-}78)$$

где относительный эксцентриситет

$$\varepsilon' = \frac{\delta_\varepsilon}{\delta_0 k_c} = \frac{\varepsilon}{k_c}. \qquad (4\text{-}79)$$

Разлагая множитель в уравнении (4-78) в ряд Фурье и ограничившись в этом разложении только первым членом, получим для проводимости

$$\lambda(\vartheta, t) = \frac{1}{\delta(\vartheta, t)} [1 + \varepsilon' \cos(\vartheta - \omega_\varepsilon t)]. \qquad (4\text{-}80)$$

Самая сильная гармоника поля может быть получена при умножении м. д. с. (4-4) на проводимость (4-80)

$$b_1 = B_1 \frac{\varepsilon'}{2} \cos[(p \pm 1)\vartheta - (\omega_1 \pm \omega_\varepsilon) t]; \qquad (4\text{-}81)$$

аналогично для высших гармонических:

$$b_\nu = B_\nu \frac{\varepsilon'}{2} \cos [(\nu \pm 1) \vartheta - (\omega_1 \pm \omega_\varepsilon) t];$$

$$b_\mu = B_\mu \frac{\varepsilon'}{2} \cos [(\mu \pm 1) \vartheta - (\omega_1 \pm \omega_\mu) t]. \qquad (4\text{-}82)$$

Как видно из уравнений (4-81) и (4-82), при наличии эксцентриситета, кроме магнитных полей, имеющих место при нормальном исполнении машины, возникают дополнительные магнитные поля с числами пар полюсов:

$$p \pm 1; \quad \nu \pm 1; \quad \mu \pm 1; \qquad (4\text{-}83)$$

угловыми частотами:

$$\omega_1 \pm \omega_\varepsilon; \quad \omega_1 \pm \omega_\mu \qquad (4\text{-}84)$$

и амплитудами, пропорциональными половине относительного эксцентриситета ε'. Надо иметь в виду, что магнитные поля порядка $p \pm 1$, вызываемые основной волной м. д. с., могут демпфироваться обмоткой статора при наличии в ней параллельных ветвей и короткозамкнутым ротором. Поскольку демпферное действие обмоток и их влияние на вибрацию слабо изучены, то в практике расчетов принято определять усилия, действующие при эксцентриситете, без их учета. При таком допущении амплитуды результирующих полей порядка $p \pm 1$, $\nu \pm 1$, $\mu \pm 1$ равны:

$$B_{p\pm1} = \frac{\varepsilon'}{2} B_1; \qquad (4\text{-}85)$$

$$B_{\nu\pm1} = \frac{\varepsilon'}{2} B_\nu; \qquad (4\text{-}86)$$

$$B_{\mu\pm1} = \frac{\varepsilon'}{2} B_\mu. \qquad (4\text{-}87)$$

Низкочастотные радиальные силы первого порядка могут возникнуть при взаимодействии полей с числом пар полюсов $p \pm 1$ с основным полем p:

$$r = p \pm 1 - p = \pm 1; \qquad (4\text{-}88)$$

частота этих сил

$$\omega' = \omega_1 \pm \omega_\varepsilon - \omega_1 = \pm \omega_\varepsilon,$$

т. е. равна частоте вращения ротора при вращающемся эксцентриситете и нулю при неподвижном.

Амплитуда радиальных сил первого порядка

$$p_1 = \left(\frac{B_1}{5000}\right)^2 \frac{\varepsilon'}{2}, \ кгс/см^2. \qquad (4\text{-}89)$$

Особенно эти силы проявляются в крупных четырехполюсных асинхронных двигателях.

Аналогично для высокочастотных сил первого порядка имеем:

$$p'_{\nu\mu} = \left(\frac{B_\nu}{5000}\right)\left(\frac{B_{\mu\pm1}}{5000}\right), \ кгс/см^2; \qquad (4\text{-}90)$$

$$p''_{\nu\mu} = \left(\frac{B_{\nu\pm1}}{5000}\right)\left(\frac{B_\mu}{5000}\right), \ кгс/см^2, \qquad (4\text{-}91)$$

при

$$r' = \mu \pm 1 \pm \nu = r \pm 1 \qquad (4\text{-}92)$$

и угловой частоте

$$\omega' = \omega_r \pm \omega_\varepsilon.$$

Как видно, высокочастотные силы первого порядка $r \pm 1$ возникают при эксцентриситете у тех машин, у которых при его

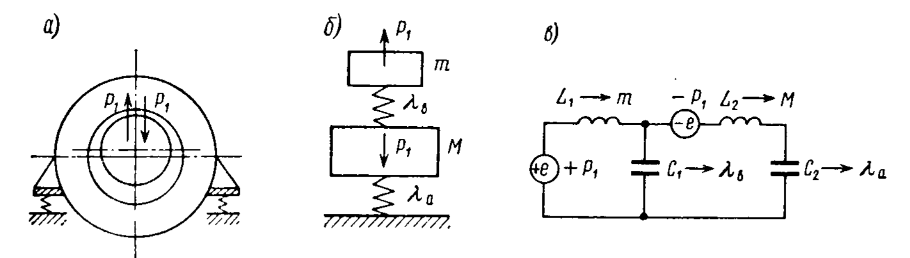


Рис. 4-12. К расчету вибрации при вращающемся эксцентриситете

отсутствии имеют место силы нулевого ($r = 0$) и второго ($r = 2$) порядков. Поэтому средством подавления высокочастотного шума, создаваемого эксцентриситетом, является устранение при проектировании машины колебаний порядка $r = 0$ и $r = 2$.

Полная односторонняя радиальная сила, действующая на ротор и статор при $r = \pm 1$,

$$P_1 \approx \pi D_i l_t \left(\frac{B_1}{5000}\right)^2 \frac{\varepsilon'}{2}, \ кгс. \qquad (4\text{-}93)$$

На рис. 4-12, *а* показана схема приложения сил P_1 при вращающемся эксцентриситете для амортизированного электродвигателя, а на рис. 4-12, *б* и *в* эквивалентная механическая система и ее электрический аналог. Расчетные схемы построены в предположении, что центры тяжести статора и ротора и центр приложения сил P_1 лежат на одной оси.

Вибрация на корпусе электродвигателя по эквивалентной электрической схеме может быть определена из решения следу-

ющей системы уравнений:

$$\dot{y}_1 = \dot{y}_2 + \dot{y}_3;$$

$$\dot{y}_1 \omega m - \dot{y}_2 \frac{1}{\omega \lambda_в} = P_1;$$

$$\dot{y}_1 \omega m + \dot{y}_3 \omega M - \dot{y}_3 \frac{1}{\omega \lambda_а} = 0.$$

Откуда

$$y_3 = \frac{P_1}{\left(1 + \frac{M}{m} - \frac{1}{\omega^2 m \lambda_а}\right) z_p - \omega m}, \qquad (4\text{-}94)$$

где M, m — массы статора и ротора, $\lambda_в$, $\lambda_а$ — податливости вала при изгибе и амортизаторов на сжатие; $z_p = \omega m - 1/\omega\lambda_в$ — импеданс ротора.

Пример. Произведем расчет вертикальной магнитной вибрации частоты вращения для электродвигателя мощностью 500 *квт*, с числом полюсов $2p = 4$ из примера § 4-3 при наличии в нем вращающегося эксцентриситета величиной $\varepsilon = 0{,}1$.

Исходные данные: $\omega_\varepsilon = 156$ *1/сек*; $m = 1{,}0$ *кгс·сек²/см*; $M = 1{,}6$ *кгс·сек²/см*; $\lambda_в = 1{,}1 \cdot 10^{-5}$ *см/кгс*; $\lambda_а = 3{,}2 \cdot 10^{-5}$ *см/кгс*.

1. Величина возбуждающей силы (493)

$$P_1 = \pi \cdot 38{,}3 \cdot 40 \left(\frac{7800}{5000}\right)^2 \cdot 0{,}1 = 1160 \text{ кгс}.$$

2. Вертикальная вибрация статора (4-94)

$$\dot{y}_3 = \frac{1160}{\left(1 + \frac{1{,}6}{1{,}0} - \frac{1}{156^2 \cdot 1{,}0 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-5}}\right) \cdot (-430) - 156 \cdot 1{,}0} = 1{,}6 \text{ см/сек};$$

$$z_p = 156 \cdot 1{,}0 - \frac{1}{156 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-5}} = -430 \text{ кгс·сек/см}$$

или в децибелах по ускорению

$$L = 20 \lg \frac{156 \cdot 1{,}6}{3 \cdot 10^{-2}} = 78 \text{ дб}.$$

4-10. НАСЫЩЕНИЕ СТАЛИ

Повышенная магнитная вибрация может быть вызвана неравномерностью насыщения зубцовой зоны основным полем и поперечными потоками пазового рассеяния, которые замыкаются вдоль зубцов, расположенных на границе фаз. Полный учет насыщения зубцовой зоны и его влияние на вибрацию чрезвычайно сложны.

Если принять во внимание только основное поле, то насыщение основную волну в воздушном зазоре делает более плоской.

Уплощение поля эквивалентно введению фиктивной магнитной проводимости с $2p$ периодами, распределенными по окружности

расточки статора и вращающимися со скоростью вращения основного поля.

Уравнение для первой пространственной гармоники этой проводимости можно представить в следующем виде:

$$\lambda_н = \Lambda_н \cos 2 (p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}). \qquad (4\text{-}95)$$

Умножая выражение (4-95) на величину м. д. с., получим уравнение дополнительных магнитных полей, вызываемых насыщением стали. Числа пар полюсов этих полей соответственно составляют:

$$p \mp 2p;\ \nu \mp 2p;\ \mu \mp 2p, \qquad (4\text{-}96)$$

а их угловые частоты равны:

$$\omega_1 \mp 2\omega_1;\ \omega_\mu \mp 2\omega_1. \qquad (4\text{-}97)$$

Как видно, низкочастотное поле насыщения с числом пар полюсов — p и частотой — ω_1 находится в противофазе с основной волной, что вызывает увеличение намагничивающего тока. Поле с числом пар полюсов $3p$ и частотой $3\omega_1$ является третьей гармоникой насыщения.

Оно имеет вид:

$$b_н = B_н \cos 3 (p\vartheta - \omega_1 t - \varphi_{0r}). \qquad (4\text{-}98)$$

Остальные поля являются полями высших гармоник насыщения.

Указанные магнитные поля насыщения при взаимодействии с обычными гармониками магнитного поля приводят к появлению радиальных сил с порядками

$$r_н = r \mp 2p \qquad (4\text{-}99)$$

и частотами

$$\omega_н = \omega_r \mp 2\omega_1. \qquad (4\text{-}100)$$

4-11. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОКОВ В ОБМОТКЕ С НЕСКОЛЬКИМИ ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ВЕТВЯМИ

Наличие параллельных ветвей в обмотке статора может вызвать неравномерное распределение токов в отдельных ветвях, а следовательно, и появление некоторых высших гармоник м. д. с. Вызвано это тем, что отдельные параллельные ветви могут иметь различные сопротивления и находиться в различных магнитных условиях.

Такого рода асимметрия может возникнуть только в крупных низковольтных асинхронных электродвигателях, в которых обмотка выполняется с параллельными ветвями.

Рассмотрим петлевую обмотку с двумя параллельными ветвями и диаметральным шагом. Эту обмотку можно расположить двумя способами:

а) каждой ветви соответствует p одноименных полюсов (половина цепи машины изображена рис. 4-13, *а*);

б) каждой ветви соответствуют все полюсы разноименной полярности (рис. 4-13, *б*).

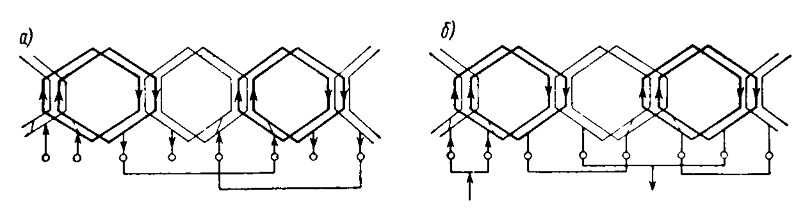


Рис. 4-13. Варианты соединения параллельных ветвей обмотки статора: *а* — каждой ветви соответствуют два одноименных полюса; *б* — каждой ветви соответствуют два разноименных полюса

При $2p > 2$ в первом случае при несимметрии возникает гармоника м. д. с. порядка $\nu = 1$. Эта гармоника вместе с основной гармоникой создает радиальные силы с числом пар полюсов

$$p' = p \pm 1. \qquad (4\text{-}101)$$

Этот случай особенно опасен при использовании четырехполюсных обмоток с $a = 2$, ибо при асимметрии может возникнуть двухполюсное магнитное притяжение.

Наиболее подходящим в этом случае является волновая или петлевая обмотка, соединенная по схеме аналогично рис. 4-13, *б*.

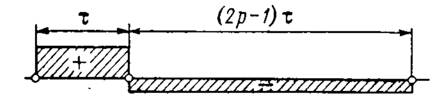


Рис. 4-14. Распределение м. д. с. при несимметрии параллельных ветвей

Рассмотрим двухслойную обмотку с числом параллельных ветвей $a > 2$. В этом случае число параллельных ветвей $a_{max} = 2p$, либо $a = m$, где m — число, кратное p.

1. При $a = 2p$ на каждую параллельную ветвь приходится один полюс.

Самая большая несимметрия наступит тогда, когда ток в одной ветви отличается на величину ΔI от тока I в остальных ветвях. В этом случае м. д. с. содержит все четные и нечетные гармоники, начиная от основной гармоники $\nu = 1$ (рис. 4-14).

2. При $a = p$ целесообразно включение последовательно двух полюсов одинаковой полярности. При несимметрии одной ветви машины с числом пар полюсов $p > 2$ такое соединение обмоток можно привести к четырехполюсной машине, м. д. с. которой содержат добавочные гармоники порядка $\nu = 2k$, где $k = 1, 2, 3...$

3. При $a = m$ при симметричном расположении всех ветвей и отклонений по току одной ветви на величину ΔI относительно

остальных возникает добавочная м. д. с. порядка

$$\nu = \frac{p}{a} k,$$

где a — любое целое нечетное число.

При этом наиболее ярко выраженными будут гармоники порядка p/a (при $k = 1$). Эти гармоники наводят в роторе токи, зубцовые гармоники м. д. с. которой имеют порядок

$$\mu = Z_2 \pm \frac{p}{a}. \tag{4-102}$$

При интерференции этих гармоник с зубцовыми гармониками м. д. с. статора порядка $\nu = Z_1 \pm p$ может возникнуть вибрация порядка

$$Z_1 \pm p - Z_2 \pm \frac{p}{a} = r \tag{4-103}$$

или

$$Z_1 \pm p - Z_2 \pm \frac{2p}{a} = r.$$

Самыми опасными являются односторонние силы ($r = 1$). Поэтому при выборе числа пазов рекомендуется удовлетворять условиям (4-57).

Предыдущие рассуждения справедливы для обмотки с диаметральным шагом. Для обмоток с укороченным шагом при несимметрии параллельных ветвей могут возникнуть другие гармоники.

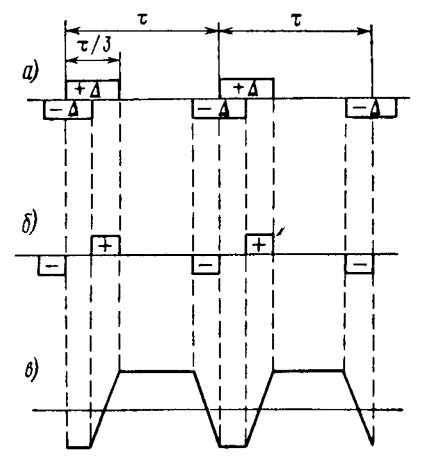


Рис. 4-15. К вопросу о влиянии несимметрии параллельных ветвей обмотки на шум при двухслойной обмотке с укороченным шагом

В двухслойных обмотках укорочение шага ведет к смещению нижних слоев обмотки относительно верхних. Слой обмотки каждой фазы на каждом полюсном делении имеет ширину $\tau/3$. Если у обмотки с двумя параллельными ветвями по одной ветви проходит ток $I + \Delta I$, а по другой ветви $I - \Delta I$, то уравнительные токи, проходя по ветвям, вызывают дополнительные составляющие в кривой линейной нагрузки. Результирующая линейная нагрузка представлена на рис. 4-15, *а* и *б*. Слой этих добавочных токов имеет ширину

$$s = \tau (1 - \beta). \tag{4-104}$$

Следовательно, добавочные токи при диаметральном шаге $\beta = 1$ исчезают. Соответствующее этому случаю распределение м. д. с. показано на рис. 4-15, *в*. Основные гармоники этого рас-

пределения м. д. с. имеют $2p$ пар полюсов и вызывают в воздушном зазоре магнитное поле такого же порядка. Если это поле действует на ротор с Z_2 стержнями, то появляются роторные зубцовые гармоники м. д. с. порядка $Z_2 \pm 2p$. При интерференции этих гармоник с зубцовыми гармониками м. д. с. статора порядка $Z_1 \pm p$ возникнут возбуждающие силы порядка

$$r = (Z_1 \pm p) - (Z_2 \pm 2p). \quad (4\text{-}105)$$

Самыми опасными будут односторонние силы при $r = 1$, поэтому при конструировании таких машин выбор числа пазов рекомендуется делать согласно условию (4-58).

Глава пятая

МАГНИТНЫЙ ШУМ СИНХРОННЫХ МАШИН

5-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Расчет магнитной вибрации синхронных машин производится аналогично расчету магнитной вибрации асинхронных электродвигателей, т. е. рассчитываются:

а. Вибрация, возбуждаемая основной волной результирующего поля статора и ротора, имеет двойную частоту сети 2ω и вызвана силовыми волнами порядка $r = 2p$, а ее амплитуда пропорциональна квадрату индукции в воздушном зазоре.

В многополюсных машинах, имеющих дробные обмотки (гидрогенераторы), возможна вибрация частотой 2ω и порядком колебаний $r < 2p$.

б. Вибрация более высоких частот возникает в результате взаимодействия любой пары вращающихся волн индукции B_ν и B_μ, одна из которых создается м. д. с. статора, а другая — ротора. Особенно интенсивными из них являются волны зубцового порядка.

При определении взаимодействующих полей B_ν и B_μ необходимо принимать во внимание только те поля, которые создают наиболее длинную волну, т. е. наименьший порядок колебаний r. Кроме того, для полей B_μ необходимо учитывать специфику конструкции ротора синхронной машины, а именно, является ли ротор явно или неявнополюсным.

5-2. ВИБРАЦИЯ ДВОЙНОЙ ЧАСТОТЫ СЕТИ

На протяжении последних лет в связи с ростом мощностей турбо- и гидрогенераторов борьба с магнитной вибрацией двойной частоты сети является одной из важнейших задач. Всемерное

снижение указанной вибрации преследует цель не только подавления шума, но и увеличение надежности работы машин.

Что касается синхронных машин обычного промышленного применения с числом полюсов $2p \geqslant 4$, имеющих обмотки с целым числом пазов на полюс и фазу, то в них не возникала необходимость снижения шума и вибрации двойной частоты. Поэтому ниже рассмотрим вибрацию крупных турбо- и гидрогенераторов, имея в виду, что выводы и расчеты этого раздела в случае необходимости могут быть применены также для машин с любым числом полюсов.

А. Вибрация статора двухполюсного турбогенератора

Величина радиальных усилий, возбуждающих вибрацию двойной частоты 2ω при холостом ходе турбогенератора, может быть рассчитана по формуле (4-35).

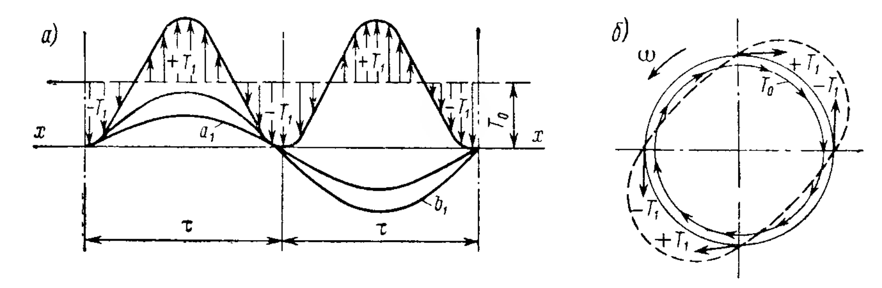


Рис. 5-1. Распределение тангенциальных сил в воздушном зазоре (*а*) и вызываемые ими деформации статора (*б*)

При работе турбогенератора под нагрузкой кроме радиальных сил (рис. 4-5) возникают тангенциальные силы (рис. 5-1), переменная составляющая которых также вызывает вибрацию двойной частоты. Для оценки влияния этих сил на уровень вибрации рассмотрим взаимодействие основной волны индукции b_1 с основной волной линейной токовой нагрузки a_1. Тангенциальное усилие создается взаимодействием основной волны поля с активной составляющей тока нагрузки и равно:

$$\tau = 7 \cdot 10^{-8} a_1 b_1 \cos \varphi_1 \ \text{кгс/см}^2, \qquad (5\text{-}1)$$

где a_1 — в *а/см*; b_1 — в *гс*.

Учитывая синусоидальный характер распределения линейной нагрузки a_1 и индукции b_1 (аналогично радиальным силам), можно сделать вывод, что на каждую элементарную площадку статора действует постоянно направленная тангенциальная сила τ_0 и переменная тангенциальная сила τ_1, имеющая синусоидальное с удвоенным числом волн распределение по окружности расточки статора.

Интегрирование элементарных сил τ_0 по всей окружности статора дает величину полного усилия, скручивающего 1 *см* длины

статора,

$$T_0 = 14 \cdot 10^{-8} \pi \alpha R_i A B_\delta \cos \varphi_1. \qquad (5\text{-}2)$$

Для переменной составляющей τ_1 полная ее величина, действующая на одном полюсном делении, получается равной

$$T_1 = \frac{7{,}8 \cdot 10^{-8}}{p} \alpha R_i A B_\delta \cos \varphi_1. \qquad (5\text{-}3)$$

Так как тангенциальные силы, так же как и радиальные, приложены к коронкам зубцов статора и ротора, то силы T_1 создают дополнительный изгибающий момент



$$M = T_1 (R_c - R_i). \qquad (5\text{-}4)$$

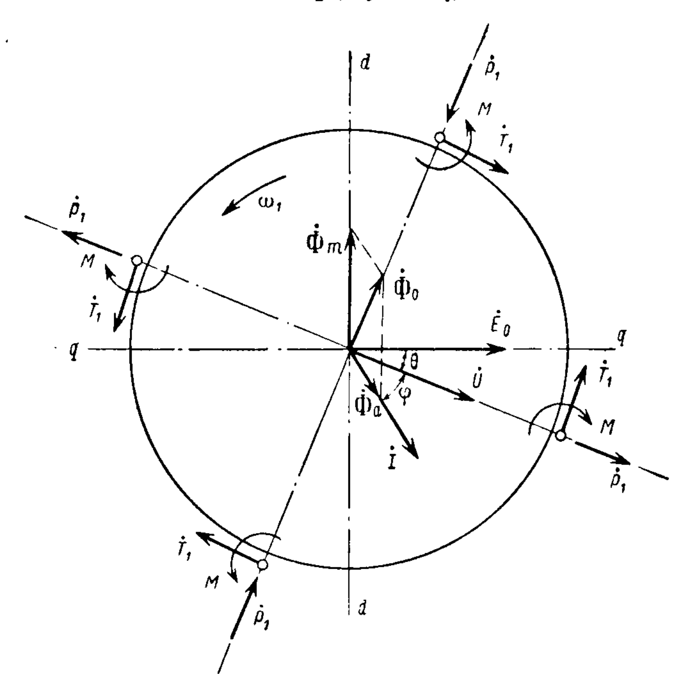


Рис. 5-2. Векторная диаграмма сил и моментов в двухполюсном турбогенераторе

Пространственное распределение и ориентация сил $\dot{P}_1$, $\dot{T}_1$ и моментов M для двухполюсных машин дано на рис. 5-2. Здесь надо иметь в виду, что в двухполюсных машинах электрические углы равны геометрическим, поэтому временная диаграмма м. д.с. может рассматриваться так же, как пространственная.

Указанные силы и моменты ориентированы следующим образом:

1. Векторы результирующих сил $\dot{P}_1$, сжимающие статор, совпадают по направлению с вектором намагничивающего потока $\dot{\Phi}_0$, а силы $\dot{P}_1$, растягивающие статор, с вектором напряжения $\dot{U}$.

2. Плечо пары сил $\dot{T}_1$, скручивающей статор в направлении вращения поля ω_1, перпендикулярно вектору напряжения $\dot{U}$, а плечо встречной пары сил совпадает по фазе с вектором $\dot{U}$. Для генераторного режима силы $\dot{T}_1$ имеют обратное направление.

3. Моменты M приложены в тех же точках, что и тангенциальные силы и направлены, как показано на рис. 5-3.

Как видно из приведенной векторной диаграммы, при работе двухполюсной машины под нагрузкой от основных волн возникают два сдвинутых относительно друг друга эллипса деформаций.

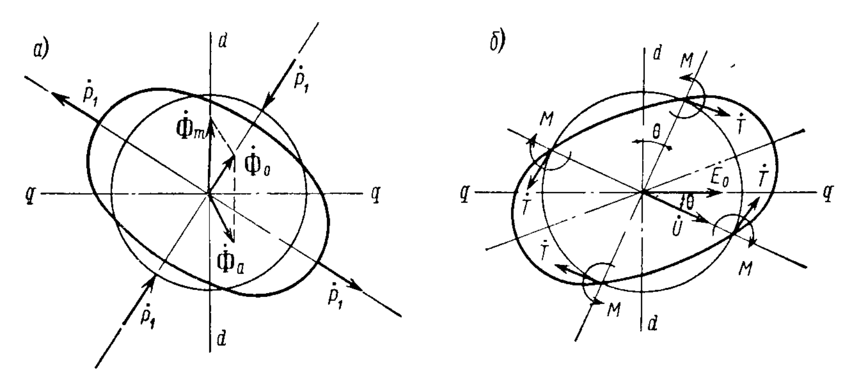


Рис. 5-3. Деформации статора, вызываемые радиальными (*а*) и тангенциальными (*б*) силами

Угол сдвига между осями деформаций составляет $\pi/2$ электрических радиан.

Результирующая деформация равна геометрической сумме динамических прогибов, взятых по двум осям.

Расчетом можно легко установить, что динамический прогиб, вызванный тангенциальными силами (рис. 5-3, *б*), значительно меньше прогиба от радиальных сил (рис. 5-3, *а*). Это дает основание в турбогенераторах пренебречь действием тангенциальных сил. Тем не менее опытом установлено, что несмотря на то, что величина возбуждающих магнитных сил при переходе от холостого хода к нагрузке в целом увеличивается, уровень же вибрации двойной частоты в большинстве турбогенераторов уменьшается.

Этому явлению был дан ряд объяснений, однако наиболее правильным, по всей видимости, является объяснение, которое связывает это уменьшение с действием вращающего момента, создающего более жесткое сочленение между сердечником статора и корпусом.

Для уменьшения вибрации, передаваемой с сердечника статора на корпус, в турбогенераторах применяется упругая подвеска пакета статора. На рис. 5-4 приведены различные варианты конструкции упругой подвески, запатентованные различными

фирмами. Применение того или иного варианта упругой подвески во многом связано с требованиями надежности, трудоемкостью изготовления, наличием на заводе-изготовителе технологической оснастки и других факторов. На каждом из приведенных вариантов конструкции достигается эффективное подавление вибрации, передаваемой на корпус.

Формулы для расчета упругой подвески статора приведены в гл. 3. Указанные формулы при расчетах вдали от резонанса можно упростить, если пренебречь затуханием $r_м$.

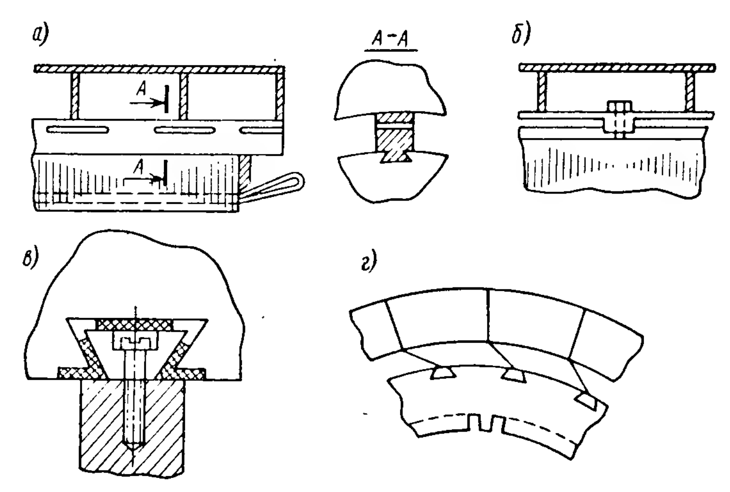


Рис. 5-4. Конструкции упругих подвесок статоров турбогенераторов: *а* — ЛЭО «Электросила»; *б* — патент США; *в* — патент ФРГ; *г* — патент Франции

Колебательная скорость на поверхности корпуса в этом случае

$$\dot{y}_з = p_0 \left(\frac{z_м - z_с}{z_м z_к} \right). \tag{5-5}$$

Здесь $z_м$ — полный механический импеданс колебательной системы, равный

$$z_м = z_с - \frac{\frac{1}{\omega\lambda_у} z_к}{z_к - \frac{1}{\omega\lambda_у}}, \tag{5-6}$$

где $\lambda_у$ — податливость упругой подвески пакета статора, приведенная к 1 *см*² посадочной поверхности.

Кратность снижения вибрации по сравнению со случаем жесткой посадки сердечника статора в корпусе

$$c = \frac{\dot{y}_2}{\dot{y}_з} = \frac{1}{z_с + z_к} \frac{z_к}{1 - z_с/z_м}. \tag{5-7}$$

Откуда необходимая податливость упругой подвески $\lambda_у$, обеспечивающая снижение вибрации частотой ω в c раз, получается равной

$$\lambda_у = \frac{1-c}{\omega}\left(\frac{1}{z_к} + \frac{1}{z_с}\right). \qquad (5\text{-}8)$$

Приведение λ к податливости упругих элементов $\lambda_у$, установленных между статором и корпусом, производится по формуле:

$$\lambda = \frac{\lambda_у k}{tl}, \qquad (5\text{-}9)$$

где t — шаг между отдельными рядами упругих элементов по окружности статора; l — полная длина по оси машины одного ряда упругих элементов; k — количество упругих элементов в одном ряду.

Пример. Определить вибрацию корпуса крупного двухполюсного турбогенератора на частоте 100 *гц* при жестком и упругом креплении пакета статора в корпусе. Упругая подвеска выполнена по рис. 5,4, *а*. Влияние фундамента не учитывать.

Исходные данные:

масса, приходящаяся на 1 $см^2$ средней цилиндрической поверхности статора $m_с = 4\cdot10^{-4}$ $кгс\cdot сек^2/см$; масса, приходящаяся на 1 $см^2$ средней цилиндрической поверхности корпуса $m_к = 10^{-4}$ $кгс\cdot сек^2/см$; высота спинки статора $h = 43{,}7$ *см*; средний радиус спинки $R_с = 113$ *см*; радиус расточки сердечника $R_i = 65{,}8$ *см*; количество упругих элементов в одном ребре $k = 5$; податливость одного упругого элемента $\lambda_у = 0{,}2\cdot10^{-3}$ *см/кгс*; расстояние между смежными ребрами $t = 31{,}4$ *см*; индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 8700$ *гс*.

Расчет. 1. Податливости сердечника и корпуса:

$$\lambda_с = \frac{12\cdot113^4}{1{,}2\cdot10^6\cdot43{,}7^3}\;\frac{2^2+1}{2^2(2^2-1)^2} = 2{,}72\cdot10^{-3}\ см/кгс\ (r = 2p = 2);$$

$$\lambda_к = 21{,}8\cdot10^{-3}\ см/кгс$$

(по ориентировочным расчетам).

2. Механические импедансы сердечника и корпуса при:

$$\omega = 2\pi\cdot100 = 628\ 1/сек;$$

$$z_с = 628\cdot4\cdot10^{-4} - \frac{1}{628\cdot2{,}72\cdot10^{-3}} = -0{,}38\ кгс\cdot сек/см;$$

$$z_к = 628\cdot10^{-4} - \frac{1}{628\cdot21{,}8\cdot10^{-3}} = -0{,}023\ кгс\cdot сек/см.$$

3. Удельная возбуждающая сила

$$p = \frac{1}{2}\left(\frac{8700}{5000}\right)^2\frac{65{,}8}{113} = 0{,}88\ кгс/см^2.$$

4. Вибрация на поверхности корпуса при жесткой посадке сердечника в корпус:

$$\dot{y} = \left|\frac{0{,}88}{-0{,}38-0{,}023}\right| = 2{,}2\ см/сек;$$

$$L = 20\lg\frac{628\cdot2{,}2}{3\cdot10^{-2}} = 93\ дб.$$

5. Вибрации на поверхности корпуса при упругой подвеске сердечника в корпусе.

а. Податливость упругой подвески, приведенная к 1 *см*^{2} посадочной поверхности

$$\lambda_у = \frac{0{,}2\cdot 10^{-3}\cdot 31{,}4\cdot 630}{5} = 0{,}8 \text{ см/кгс}.$$

б. Эффективность упругой подвески

$$0{,}8 = \frac{1-c}{628}\left(\frac{1}{-0{,}38} - \frac{1}{0{,}023}\right); \quad c = 12.$$

в. Уровень вибрации на корпусе

$$L = 93 - 20 \lg 12 = 72 \text{ дб}.$$

Применение упругой подвески сердечника статора приводит к снижению вибраций, передаваемых на корпус, на 21 *дб*.

Б. Вибрация статора гидрогенератора

Повышенные уровни вибрации статоров гидрогенераторов во многих случаях возникают в результате взаимодействия основной волны поля возбуждения с дробными гармоническими полей реакции якоря, обусловленными дробным числом пазов на полюс и фазу.

Величина этой вибрации возрастает с увеличением тока статора.

Число пар полюсов гармонических для двухслойных обмоток с дробным числом пазов на полюс и фазу равно

$$\nu = \left(\frac{6k}{d} + 1\right) p; \quad k = \pm 1;\ \pm 2;\ \pm 3; \ldots, \qquad (5\text{-}10)$$

где d — знаменатель несократимой дроби числа $q = b + c/d$. Для однослойных обмоток с дробным q числом пар полюсов гармонических

$$\nu = \left(\frac{3k}{d} + 1\right) p; \quad k = \pm 1;\ \pm 2;\ \pm 3;\ \ldots$$

Так, например, двухслойная обмотка гидрогенератора с $q = 2\frac{4}{5}$ имеет следующие порядки гармоник:

обратного вращения ($k = -1;\ -2;\ -3;\ \ldots$)

$$\nu' = \frac{\nu}{p} = \frac{1}{5};\ \frac{7}{5};\ \frac{13}{5};\ \frac{19}{5};\ \frac{25}{5} = 5;\ \frac{31}{5};\ \ldots;$$

прямого вращения ($k = +1;\ +2;\ +3;\ \ldots$)

$$\nu' = \frac{\nu}{p} = \frac{11}{5};\ \frac{17}{5};\ \frac{23}{5};\ \frac{29}{5};\ \frac{35}{5} = 7;\ \frac{41}{5};\ \ldots$$

Дробные гармоники, числа пар полюсов которых меньше числа пар полюсов главного поля, носят название низших гармоник или субгармоник.

Наиболее длинная силовая волна наименьшего порядка создается гармоникой, ближайшей по порядку к основной.

Порядок колебаний статора, имеющего трехфазную двухслойную обмотку с дробным числом пазов на полюс и фазу, при взаимодействии основного поля возбуждения с дробной гармонической поля реакции якоря

$$r = \nu - \mu = \left(\frac{6k}{d} + 1\right) p - p = \frac{6kp}{d}, \qquad (5\text{-}11)$$

где $k = 1, 2, 3, \ldots$

Как видно, порядок колебаний при дробной обмотке может быть меньше $2p$. Это значит, что величина вибрации, возбуждаемой субгармоникой, может быть значительно выше вибрации, возбуждаемой основной волной поля, при которой порядок колебаний $r = 2p$. В гидрогенераторах скрепляющее действие корпуса более ощутимо, чем в турбогенераторах. Поэтому жесткость корпуса при расчетах вибраций необходимо учитывать. Модуль упругости шихтованных сердечников статоров по данным экспериментальных исследований лежит в пределах $(1{,}3 \div 1{,}5) \cdot 10^6$ *кгс/см*^{2}. Нижний предел следует принимать для разъемных статоров, верхний — для неразъемных.

В практике эксплуатации и исследования гидрогенераторов наблюдались случаи повышенной вибрации статора на различных оборотах при выбеге генератора с возбуждением. Это явление замечено в гидрогенераторах, имеющих сосредоточенное расположение параллельных ветвей, а также в гидрогенераторах с одной параллельной ветвью, но при выбеге с малой нагрузкой.

При сосредоточенных параллельных ветвях обмотка статора обтекается уравнительными токами как в нагрузочных режимах, так и в режиме холостого хода, так как у машин большого диаметра всегда имеют место колебания воздушного зазора. При этом уравнительные токи в параллельных ветвях отличаются как по величине, так и по знаку. В результате число силовых волн может быть существенно меньше $2p$.

Пример. Рассчитаем вибрацию частотой 100 *гц* сердечника статора гидрогенератора, имеющего следующие данные: $2p = 88$; $q = 1\frac{7}{11}$; $R_c = 550$ *см*; $h_c = 13$ *см*; $R_i = 529$ *см*; $B_\delta = 7400$ *гс*; $m_c = 0{,}25 \cdot 10^{-3}$ *кгс·сек*^{2}*/см*; $E = 1{,}3 \cdot 10^6$ *кгс/см*^{2}.

Принимаем в расчет дробные гармоники м. д. с. порядка $\nu = 5/11$ с амплитудным значением индукции $B_{5/11} = 250$ *гс*.

а. Вибрация, возбуждаемая основной волной поля возбуждения и дробными гармониками м. д. с. статора.

1. Число волн колебаний

$$r_{5/11} = \frac{6 \cdot 1 \cdot 44}{11} = 24.$$

2. Податливость статора

$$\lambda_c = \frac{12\cdot 550^4}{1,3\cdot 10^6\cdot 13^3}\,\frac{24^2+1}{24^2(24^2-1)^2} = 11,7\cdot 10^{-4}\ см/кгс.$$

3. Механический импеданс статора при $\omega = 628\ 1/сек$

$$z_c = 628\cdot 0,25\cdot 10^{-3} - \frac{1}{628\cdot 11,7\cdot 10^{-4}} = 1,2\ кгс\cdot сек/см.$$

4. Удельная возбуждающая сила.

$$p_r = \frac{250\cdot 7400}{5000^2} = 0,074\ кгс/см^2,$$

5. Вибрация

$$\dot{y} = \frac{0,074}{\sqrt{2}\ 1,2} = 4,4\cdot 10^{-2}\ см/сек.$$

б. Вибрация, возбуждаемая результирующим полем основной волны.
1. Число волн колебаний $r = 2p = 88$.
2. Податливость статора

$$\lambda_c = \frac{12\cdot 550^4}{1,3\cdot 10^6\cdot 13^3}\,\frac{88^2+1}{88^2(88^2-1)^2} = 6,5\cdot 10^{-6}\ см/кгс.$$

3. Механический импеданс статора

$$z_c = 628\cdot 0,25\cdot 10^{-3} - \frac{1}{628\cdot 6,5\cdot 10^{-6}} = 245\ кгс\cdot сек/см.$$

4. Удельная возбуждающая сила

$$p_1 = \frac{1}{2}\left(\frac{7400}{5000}\right)^2 = 1,1\ кгс/см^2.$$

5. Вибрация

$$\dot{y} = \frac{1,1}{245} = 0,45\cdot 10^{-2}\ см/сек.$$

Как видно из расчета, вибрация, возбуждаемая основной волной, значительно меньше вибрации, возбуждаемой дробными гармониками порядка 5/11.

5-3. ВИБРАЦИЯ, ВОЗБУЖДАЕМАЯ ВЫСШИМИ ГАРМОНИКАМИ ПОЛЕЙ СТАТОРА И РОТОРА

Амплитуда ν-й гармоники поля статора в синхронных машинах

$$B_\nu = \left(\frac{p}{\nu}\,\frac{k_{w\nu}}{k_{w1}}\right) x_{ad} B_\delta, \qquad (5\text{-}12)$$

где x_{ad} — реактивность обмотки статора от полей реакции якоря по продольной оси; значения $\frac{p}{\nu}\,\frac{k_{w\nu}}{k_{w1}}$ указаны в приложении 8.

При расчете амплитуд полей зубцового порядка геометрически суммируются гармоники обмотки статора порядка зубчатости $B_{\nu z}$

с зубцовыми гармониками проводимости B_{z1}. При этом поля $B_{\nu z}$ находятся в фазе с током статора I_1, а поля B_{z1} — в фазе с потоком возбуждения. Поля B_{z1} рассчитываются по формуле (4-27).

Число пар полюсов полей статора

$$\nu = (6q' + 1)\, p;\ q' = 0;\ \pm 1;\ \pm 2;\ \ldots$$

Здесь имеется в виду, что в синхронных генераторах общепромышленного применения с числом полюсов $2p = 4$ и $2p = 6$, а также в синхронных двигателях, обычно принимается целое число пазов на полюс и фазу.

Амплитуды роторных полей B_μ в явнополюсных машинах без демпферной клетки на роторе зависят от эксцентричности воздушного зазора $\delta_{max}/\delta_{min}$ и отношения ширины полюсной дуги к ширине полюсного деления α_i:

$$B_\mu = \frac{4}{\pi} B_\delta \int_0^{\frac{\alpha_i \pi}{2}} \frac{\cos \mu\varphi \, d\varphi}{1 + \left(\frac{\delta_{max}}{\delta_{min}} - 1 \right) \left(\frac{2\varphi}{\alpha_i \pi} \right)^2}. \tag{5-13}$$

В целях упрощения расчетов обычно исходят из условия прямоугольной формы поля возбуждения ($\delta_{max}/\delta_{min} = 1{,}0$). При этом μ-я гармоника может быть выражена через основное поле следующим образом:

$$B_\mu = \frac{p}{\mu} \cdot \frac{\sin\left(\mu \frac{\alpha_i \pi}{2}\right)}{\sin\left(p \frac{\alpha_i \pi}{2}\right)} B_\delta. \tag{5-14}$$

Для турбогенераторов с массивными роторами гармоники поля ротора без учета насыщения определяются по следующей формуле:

$$B_\mu = \frac{4}{\mu\pi} B_\delta \left[\frac{\sin \mu\pi \frac{\varepsilon}{2Z_2'} \sin \mu\pi \frac{Z_2}{2Z_2'}}{Z_2 \sin^2 \frac{\mu\pi}{2Z_2'}} + \right.$$

$$\left. + \frac{\sin \mu\pi \frac{1-\varepsilon}{2Z_2'}}{\sin \frac{\mu\pi}{2Z_2'}} \cos \mu\pi \frac{Z_2}{2Z_2'} \right], \tag{5-15}$$

где Z_2/Z_2' — отношение числа обмотанных пазов ротора к полному числу пазовых делений; $\varepsilon = \frac{b_{z2}}{t_2}$ (b_{z2} и t_2 — ширина зубца ротора и ширина пазового деления).

Число пар полюсов полей ротора

$$\mu = p\,(2q'' + 1);\ q'' = 0,\ 1,\ 2,\ 3,\ \ldots \tag{5-16}$$

Порядок силовой волны для машин с q, равным целому числу,

$$r = 2p\left[(q'' \pm 3q') + \begin{matrix}1\\0\end{matrix}\right] \begin{matrix}\text{— сумма;}\\ \text{— разность.}\end{matrix} \quad (5\text{-}17)$$

Как видно, порядковые числа силовых волн могут или равняться нулю или быть кратным числу полюсов.

Для машин с дробными обмотками число r может быть меньше и не кратно $2p$.

Частота вибрации

$$f = 2f_N\left[q'' + \begin{matrix}1\\0\end{matrix}\right] \begin{matrix}\text{— сумма;}\\ \text{— разность.}\end{matrix} \quad (5\text{-}18)$$

Высокочастотная вибрация в турбогенераторах проявляется в значительно меньшей степени, чем в явнополюсных синхронных машинах. Уменьшение указанной вибрации происходит из-за большого воздушного зазора и демпфирования магнитных полей массивным ротором.

Для удобства расчета магнитного шума рекомендуется аналогично расчету асинхронных двигателей составить таблицу порядковых чисел силовых волн (табл. 5-1).

Пример. Произведем расчет высокочастотной вибрации трехфазного синхронного генератора с явновыраженными полюсами (650 *кв·а*, 400 *в*, 50 *гц*, $2p = 4$), имеющего следующие данные:

число пазов статора $Z_1 = 60$; коэффициент Картера $k_c = 1,4$; фазовые углы тока статора и потока возбуждения $\varphi_1 = \frac{\pi}{5}$; $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$; индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 6600$ *гс*; сокращение шага обмотки статора $\beta = 11/15$; средний радиус спинки статора $R_c = 38$ *см*; радиус расточки статора $R_i = 28,7$ *см*; высота спинки статора $h_a = 9,15$ *см*; масса статора, отнесенная к 1 *см*² средней цилиндрической поверхности спинки статора, $m_c = 1,1\cdot10^{-4}$ *кгс·сек²/см*; реактивность $x_{ad} = 2,08$.

Ротор не имеет демпферной клетки. Пазы в статоре прямые. Скрепляющее действие корпуса не учитывать.

Решение. Составляем табл. 5-2. В приведенной расчетной таблице отмечены только наименьшие порядки волн, т. е. 0 и 4. Расчет магнитной вибрации во всем звуковом диапазоне частот обычно выполняется на ЭВМ.

Ниже производится расчет наиболее интенсивной вибрации, возбуждаемой гармониками зубцового порядка.

В расчетной таблице значения зубцовых гармоник 1-го порядка взяты в скобки. Для вибрации, возбуждаемой волнами, $\nu = -58$, $\mu = +54$, $r = -4$.

1. Частота возбуждающих сил $f = 2\cdot50\,(13 + 1) = 1400$ *гц*, $\omega = 2\pi\cdot1400 = 8800$ *1/сек*.

2. Амплитуда гармоники статора:

а) от распределения обмотки

$$B_{\nu z} = 0,0345\cdot2,08\cdot6600 = 470 \text{ гс};$$

б) от зубчатости статора ($k = 1$)

$$B_{z1} = 0,32\cdot6600 = 2100 \text{ гс},$$

где $\xi = 0,32$ для $k_c = 1,4$ из рис. 4-2;

в) результирующее значение

$$B_\nu = \left|470e^{j\frac{\pi}{5}} + 2100e^{j\frac{\pi}{2}}\right| = 2500 \text{ гс}.$$

Таблица 5-1

$\nu = p\,(6q' + 1)$ / $\mu = p\,(2q'' + 1)$		B_ν									$f = {}^2f_N \left(q'' + {}^1_0\right)$
		q'	+1	−1	+2	−2	+3	−3	. . .	. . .	
B_μ	q''	ν \ μ									
	1										
	2										
	3										
	4										
	5										
	6										
	7										
	8 . . .										

3. Амплитуда гармоники ротора

$$B_\mu = \frac{2}{54} \cdot \frac{\sin 54 \frac{0,62\pi}{2}}{\sin 2 \frac{0,62\pi}{2}} \cdot 6600 = 195 \text{ гс}.$$

4. Удельная радиальная сила

$$p = \left(\frac{2500}{5000}\right)\left(\frac{195}{5000}\right) \cdot \frac{28,7}{38} = 0,015 \text{ кгс/см}^2.$$

5. Механический импеданс статора

$$z_c = 8800 \cdot 1,1 \cdot 10^{-4} - \frac{1}{8800 \cdot 7,34 \cdot 10^{-5}} = -0,582 \text{ кгс·сек/см},$$

где

$$\lambda_c = \frac{12 \cdot 38^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,15^3} \cdot \frac{4^2 + 1}{4^2\,(4^2 - 1)^2} = 7,34 \cdot 10^{-5} \text{ см/кгс}.$$

6. Уровень вибрации

$$\dot{y} = \frac{0,015}{\sqrt{2} \cdot 0,582} = 0,018 \text{ см/сек},$$

$$L = 20 \lg \frac{8800 \cdot 0,018}{3 \cdot 10^{-2}} = 74 \text{ дб}.$$

Аналогичный расчет производится для всех гармоник.

Таблица 5-2

q''	B_ν																	
	q'	0	−1	+1	−2	+2	−3	+3	−4	+4	−5	+5	−6	+6	−7	+7	−8	$f = 2f_N \times \times \left(q'' + {}^1_0\right)$
	μ \ ν	2	−10	+14	−22	+26	−34	+38	−46	+50	(−58)	(+62)	−70	+74	−82	+86	−94	
0	2	4																
1	6		−4															
2	10		0	+4														
3	14		+4	0														
4	18			−4	−4													
5	22				0	+4												
6	26				+4	0												
7	30					−4	−4											
8	34						0	+4										
9	38						+4	0										
10	42							−4	−4									
11	46								0	+4								
12	50								+4	0								
13	54									−4	−4							
14	58										0	+4						
15	62										+4	0						
16	66											−4	−4					
17	70												0	+4				
18	74												+4	0				
19	78													−4	−4			
20	82														0	+4		
21	86														+4	0		
22	90															−4		
23	94																	

5-4. МАГНИТНЫЙ ШУМ ИНДУКТОРНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ПОВЫШЕННОЙ ЧАСТОТЫ

К индукторным генераторам относят машины, у которых индуктирование э. д. с. в рабочей обмотке происходит вследствие колебания магнитной проводимости воздушного зазора. Поэтому эти машины имеют сильно выраженный магнитный шум.

Наиболее широкое промышленное применение имеют переменно-полюсные индукторные генераторы.

Ротор индукторной машины представляет собой зубчатое колесо, набранное из электротехнической стали. В статоре имеется система больших и малых пазов (рис. 5-5), в одной из которых заложена обмотка возбуждения (*2*), в другой — рабочая обмотка для тока повышенной частоты (*1*).

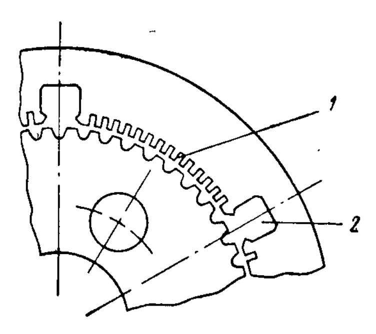


Рис. 5-5. Пазовая зона статора индукторного генератора

1 — пазы для рабочей обмотки; *2* — пазы для обмотки возбуждения

Частота наиболее интенсивной вибрации в этих машинах равна частоте индуктированной э. д. с., т. е.

$$f = Z_2 n/60, \text{ гц}$$

(Z_2 — число зубцов ротора).

Распределение поля в воздушном зазоре в индукторных генераторах (пренебрегая зубчатостью статора) аналогично распределению поля в машинах постоянного тока. Число силовых волн колебаний статора в связи с тем, что число $Z_2/2p$ в этих машинах принимается равным целому числу, имеет значения $r = 0$ или $2p$.

Кроме вибрации основной частоты $Z_2 n/60$ в индукторных генераторах следует учитывать вибрацию двойной зубцовой частоты $Z_2 n/30$.

Величина возбуждающих магнитных сил при холостом ходе определяется по формулам, приведенным в шестой главе. Указанные силы не могут быть подавлены применением скоса пазов ротора, так как при этом, наряду с уменьшением вибрации, уменьшилась бы индуктированная э. д. с. в рабочей обмотке статора.

Поэтому для индукторных машин не существует проблемы рационального выбора числа пазов с точки зрения образования шума. Снижение магнитного шума индукторных машин достигается путем применения закрытого жесткого корпуса с упруго подвешенным в нем сердечником статора. Охлаждение машины выполняется по замкнутому циклу, с воздухоохладителями. При разомкнутом цикле вентиляции кроме упругой подвески пакета статора должны применяться глушители шума, пристраиваемые к входу и выходу воздуха.

5-5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ СИНХРОННЫХ МАШИН

1. На рис. 5-6 дана спектрограмма шума турбогенератора 300 *Мвт*, 3000 *об/мин*. Как видно, в спектре превалирует составляющая 100 *гц*, которая обусловлена вращающимся магнитным полем. В турбогенераторе выполнена упругая подвеска пакета железа в корпусе, которая существенно снижает вибрации, передаваемые на корпус. Опыт показал, что отсутствие натяга между пакетом железа и корпусом существенно снижает эффективность упругой подвески, особенно в области высоких частот. Так, например, устранение зазоров между отдельными ребрами в верхней половине корпуса и пакетом железа в турбо-

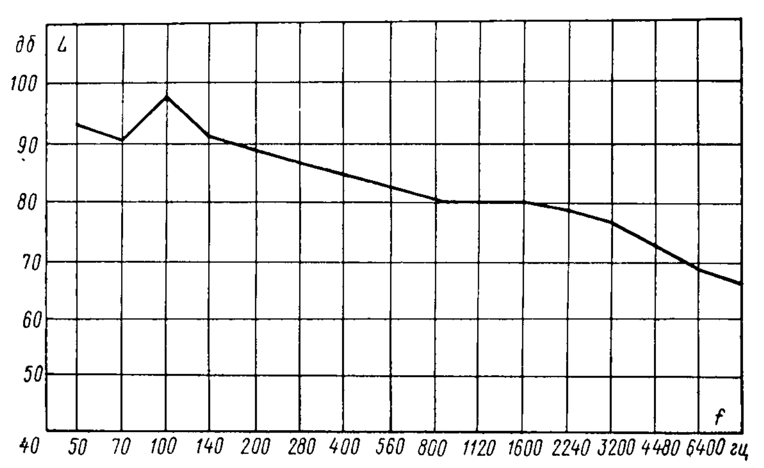


Рис. 5-6. Спектрограмма шума турбогенератора 300 *мвт*

генераторе 300 *Мвт* привело к снижению высокочастотной вибрации примерно на 30 *дб*.

Спектрограмма воздушного шума является усредненной по шести точкам, отстоящим от корпуса на расстоянии 1 *м*. Нагрузка турбогенератора существенно не сказывается на уровнях воздушного шума, однако приводит к некоторому снижению вибрации на частоте 100 *гц*.

Средний уровень воздушного шума турбогенераторов мощностью от 200 *Мвт* до 500 *Мвт* на расстоянии 1 *м* от корпуса колеблется в пределах 93—95 *дб*.

2. На рис. 5-7 приведен усредненный спектр воздушного шума гидрогенератора мощностью 500 *Мвт* Красноярской ГЭС. Уровни воздушного шума этих машин обусловлены вентилирующим действием ротора. Поэтому спектр при переходе от холостого хода к нагрузке практически не меняется.

Влияние различных факторов на уровень вибрации было исследовано на гидрогенераторе мощностью 50 *Мвт*.

Вибрация корпуса этого гидрогенератора на частоте 100 *гц* при переходе от холостого хода к нагрузке возрастала на 10—12 *дб*, что объясняется дробностью обмотки статора и наличием в ней сосредоточенных параллельных ветвей.

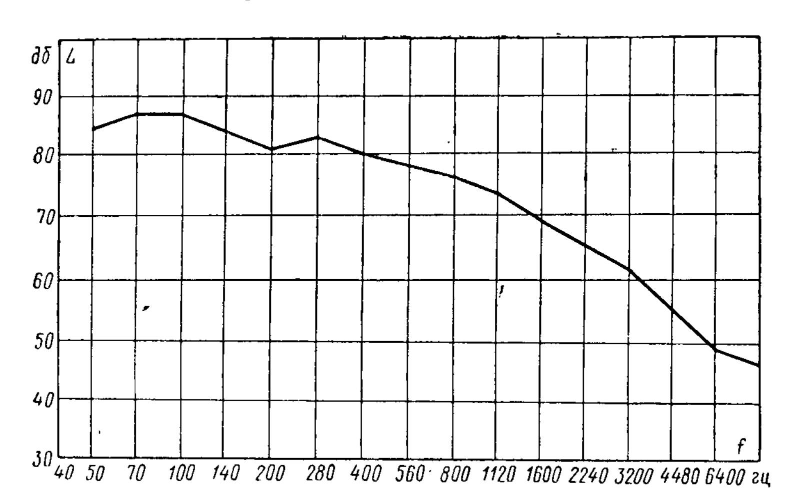


Рис. 5-7. Спектрограмма шума гидрогенератора 500 *мвт*

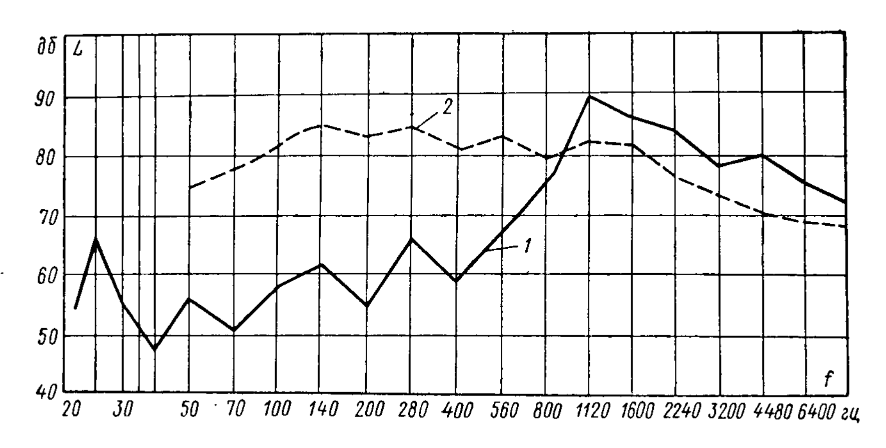
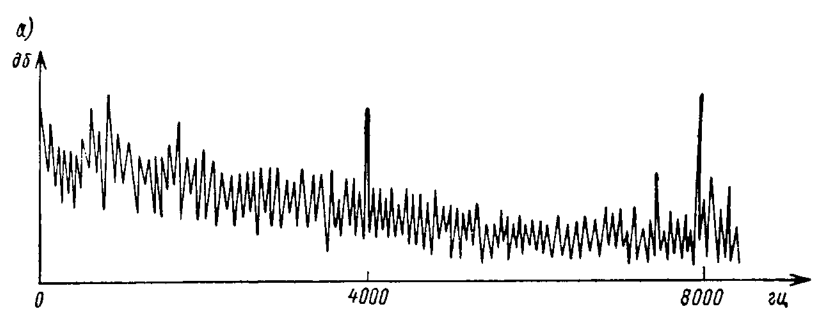


Рис. 5-8. Спектрограмма вибрации (*1*) и шума (*2*) синхронного генератора мощностью 750 *кв·а* при скорости вращения 1500 *об/мин*

3. Уровни вибрации корпуса синхронного генератора 750 *кв·а*, 1500 *об/мин*, 50 *гц* (рис. 5-8, кривая *1*) в основном определяются магнитными составляющими на частотах 100 *гц* и 1800 *гц*. Первая возбуждается основным полем, вторая — зубцовыми пульсациями. Для снижения вибрации зубцовой частоты в статоре генератора осуществлен скос паза на одно зубцовое деление.

В спектре воздушного шума (кривая 2) указанные частоты не проявляются, так как шум в основном обусловлен аэродинамическими силами от вентиляции.



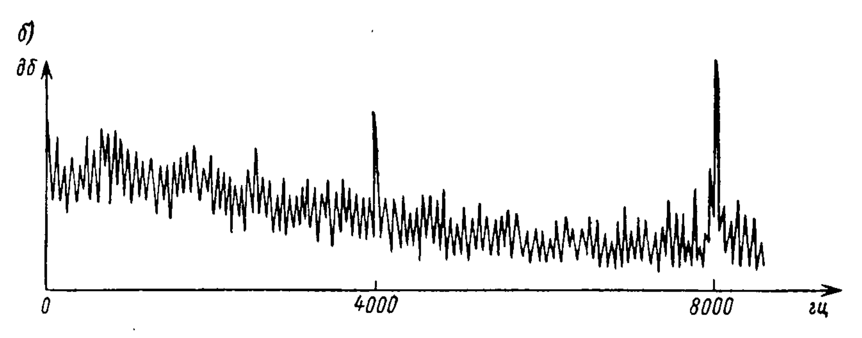


Рис. 5-9. Спектрограммы шума индукторного генератора частотой 4000 *гц*; *а* — при холостом ходе; *б* — при нагрузке

4. На рис. 5-9 показаны спектрограммы воздушного шума переменно-полюсного индукторного генератора частотой 4000 *гц* ($Z_2 = 80$; $2p = 4$) при холостом ходе (*а*) и нагрузке (*б*). На спектрограммах видны две дискретные частоты.

Глава шестая

МАГНИТНЫЙ ШУМ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА

6-1. ПРИНЯТЫЕ ДОПУЩЕНИЯ

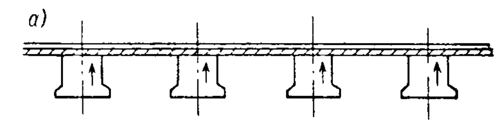
Многочисленные экспериментальные исследования показали, что магнитная вибрация машин постоянного тока в основном обусловлена магнитными силами зубцовой частоты

$$\omega = \frac{2\pi Zn}{60}, \quad 1/сек, \tag{6-1}$$

где Z — число зубцов якоря.

В связи с этим производимые ниже расчеты относятся только к вибрации указанной частоты.

В целях упрощения расчетов рассматривается режим холостого хода. При этом сделаны следующие допущения: а) магнитное поле в воздушном зазоре на краях полюсных башмаков спадает до нуля, как показано на рис. 6-1; б) главный полюс является



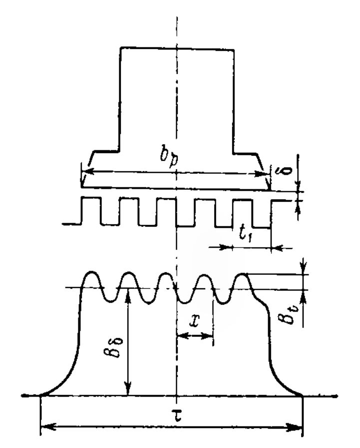


Рис. 6-1. Магнитное поле под полюсом при равномерном зазоре

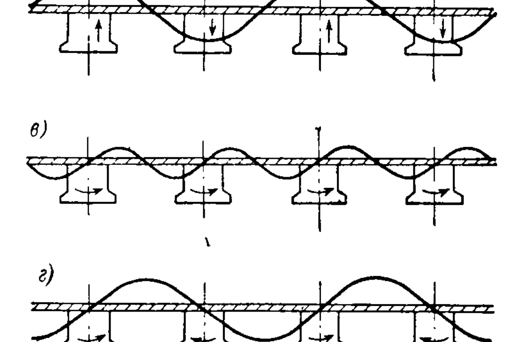


Рис. 6-2. Формы колебаний станин в зависимости от значений $Z/2p$ и b_p/t_1

абсолютно жестким телом, жестко прикрепленным к ярму; в) добавочные полюсы являются присоединенной к ярму массой и магнитные силы на них не действуют.

Рассмотрим действие на главные полюсы машины магнитных сил, вызванных зубчатостью якоря, для случаев наиболее часто встречающихся в практике.

6-2. ПРЯМОЙ ПАЗ ПО ДЛИНЕ ЯКОРЯ, РАВНОМЕРНЫЙ ВОЗДУШНЫЙ ЗАЗОР ПОД ПОЛЮСОМ

Индукция в воздушном зазоре в любой точке (рис. 6-1), отстоящей на расстоянии x от оси полюса,

$$B_x = B_\delta + B_t\left(\frac{2\pi}{t_1}x - \omega t\right). \tag{6-2}$$

Принимая, что $\frac{B_t}{B_\delta} = k_c - 1 = \varepsilon$ (k_c — коэффициент Картера), $\alpha = b_p/t_1$ — количество пазов в полюсной дуге, получим

$$B_x = B_\delta\left[1 + \varepsilon\cos\left(\frac{2\pi\alpha}{b_p}x - \omega t\right)\right].$$

Сила, действующая на единичную площадку полюса, равна

$$p_r = \left(\frac{B_x}{5000}\right)^2 = \left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \left[1 + \varepsilon \cos\left(\frac{2\pi\alpha}{b_p} x - \omega t\right)\right]^2. \quad (6\text{-}3)$$

Пренебрегая в этом выражении членом, содержащим ε^2, и выделяя постоянные составляющие, после интегрирования получим следующее выражение для знакопеременной радиальной силы, действующей на полюс длиной l_t:

$$P_r = l_t \int_{-b_p/2}^{+b_p/2} p_r\, dx = 2\left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 l_t \varepsilon \int_{-b_p/2}^{+b_p/2} \cos\left(\frac{2\pi\alpha}{b_p} x - \omega t\right) dx =$$

$$= 2\left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 b_p l_t \varepsilon \cdot \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha} \cos \omega t. \quad (6\text{-}4)$$

Амплитудное значение радиальной силы, действующей на единичную площадку в 1 *см*^{2} полюса,

$$p_r = 2\left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha}, \ кгс/см^2. \quad (6\text{-}5)$$

При расчете радиальных сил p_r следует иметь в виду следующие соотношения, от которых зависит форма колебаний станины (рис. 6-2):

а) если $\alpha = q' + 1/2$, а $Z/2p = q$ (q', q — целые числа), тогда в каждый момент времени под всеми полюсами будет находиться целое число пазовых делений.

В этом случае радиальные силы P_r под каждым полюсом будут совпадать по фазе, а поэтому они вызовут колебания растяжения — сжатия при $r = 0$ (рис. 6-2, *а*).

б) если $\alpha = q' + 1/2$, а $Z/2p = q + 1/2$, то в каждый момент времени число пазовых делений в полюсной дуге α под соседними полюсами будет отличаться на единицу.

В этом случае радиальные силы P_r соседних полюсов будут находиться в противофазе, а поэтому они вызовут колебания изгиба (рис. 6-2, *б*) с числом волн по окружности $r = p$.

Кроме радиальных сил P_r при известных условиях возникают знакопеременные изгибающие моменты M_r, величина которых может быть рассчитана интегрированием выражения

$$M_r = l_t \int_{-b_p/2}^{+b_p/2} p_r x\, dx. \quad (6\text{-}6)$$

Пренебрегая при интегрировании величинами второго порядка малости, имеем

$$M_r = \left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \varepsilon b_p^2 l_t \left(\frac{\sin \pi\alpha}{\pi^2\alpha^2} - \frac{\cos \pi\alpha}{\pi\alpha}\right) \sin \omega t. \quad (6\text{-}7)$$

Амплитудное значение момента, действующего на единичную площадку в 1 $см^2$ полюса,

$$m_r = \left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \varepsilon b_p \left(\frac{\sin \pi\alpha}{\pi^2\alpha^2} - \frac{\cos \pi\alpha}{\pi\alpha}\right). \qquad (6\text{-}8)$$

Изгибающие моменты M_r возникают при следующих условиях:

а) если $Z/2p = q$, а $\alpha = b_p/t_1 = q'$, то изгибающие моменты, действующие на соседние полюсы, находятся в фазе и число волн деформаций по окружности станины $r = 2p$ (рис. 6-2, *в*);

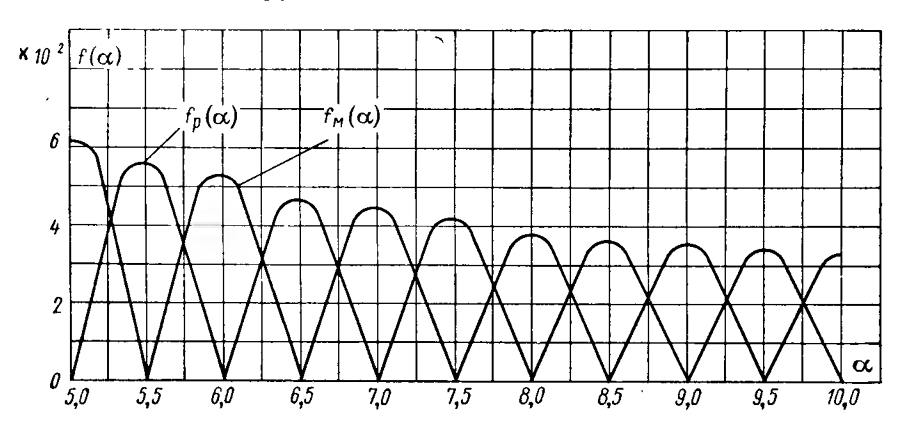


Рис. 6-3. График функций $f_p(\alpha)$ и $f_м(\alpha)$

б) если $Z/2p = q + 1/2$, а $\alpha = b_p/t_1 = q'$, то изгибающие моменты, действующие на соседние полюсы, находятся в противофазе и число волн деформаций по окружности станины равно p (рис. 6-2, *г*).

Формулы для расчета радиальных сил p_r и изгибающих моментов m_r могут быть представлены в виде:

$$p_r = 2\left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \varepsilon f_p(\alpha); \qquad (6\text{-}9)$$

$$m_r = \left(\frac{B_\delta}{5000}\right)^2 \varepsilon b_p f_м(\alpha). \qquad (6\text{-}10)$$

На рис. 6-3 функции $f_p(\alpha)$ и $f_м(\alpha)$ построены для обычно встречающихся в практике значений α.

Условия возникновения радиальных сил и изгибающих моментов при холостом ходе машины сведены в табл. 6-1.

Если $Z/2p \neq q$ и $q + 1/2 \neq Z/2p$, то порядок колебаний определяется из зависимости

$$r = 2pq - Z \geqslant 0. \qquad (6\text{-}11)$$

При этом в расчет принимаются только те числа q, при которых r получается минимальным.

Таблица 6-1

Количество зубцов на полюсном делении и полюсной дуге	Вид возбуждающей силы	Колебания соседних полюсов	Число волн деформации по окружности станины
$\frac{z}{2p} = q; \quad \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q'$	Изгибающий момент	В фазе	$r = 2p$
$\frac{z}{2p} = q; \quad \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q' + {}^1/_2$	Радиальная сила	В фазе	$r = 0$
$\frac{z}{2p} = q + {}^1/_2; \quad \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q'$	Изгибающий момент	В противофазе	$r = p$
$\frac{z}{2p} = q + {}^1/_2; \quad \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q_1 + {}^1/_2$	Радиальная сила	В противофазе	$r = p$

Примечание. q, q' — целые числа.

При $b_p/t_1 \neq q'$ и $q' + 1/2$ главные полюсы возбуждаются как радиальными силами p_r, так и изгибающими моментами m_r.

Здесь, в случае изгибных колебаний, деформации, вызванные радиальными силами δ_p и изгибающими моментами $\delta_м$, сдвинуты относительно друг друга на $\pi/2$, поэтому результирующая деформация равна геометрической сумме отдельных составляющих, т. е.

$$\delta = \sqrt{\delta_p^2 + \delta_м^2}. \tag{6-12}$$

Для упрощения расчета вибрации, вызванной изгибающими моментами, имеет смысл заменить их эквивалентными (по равенству вызванных ими деформаций) радиальными силами.

Так, изгибающий момент M_r, приложенный к полюсу, может быть заменен эквивалентной силой $P_{экв}$ с местом приложения ее между полюсами:

$$P_{экв} = \frac{2M_r}{R_c}. \tag{6-13}$$

При выборе числа пазов якоря Z предпочтение должно быть отдано большим значениям $Z/2p$, так как в этом случае уменьша-

ются продольные пульсации магнитного потока, что вызывает уменьшение колебаний напряжения на зажимах машины и уменьшение магнитной вибрации. Однако надо помнить, что чрезмерное увеличение числа пазов увеличивает расход пазовой изоляции, вследствие чего увеличивается стоимость машины. Кроме того, из-за относительного увеличения толщины изоляции в пазу может увеличиваться длина машины.

При выборе числа пазов якоря должны быть соблюдены следующие требования.

1. Число пазов на полюс $Z/2p$ на основании данных практики должно соответствовать значениям, указанным ниже:

Диаметр якоря, *мм*	<500	$\leqslant 1000$	>1000
$Z/2p$	7—10	10—16	12—22

Здесь большие значения $Z/2p$ соответствуют меньшим числам полюсов для данного диаметра якоря.

2. Число пазов якоря должно удовлетворять условиям симметрии обмотки.

3. При якорях с диаметром больше 1000 *мм*, сердечники которых собираются из сегментов, число пазов должно быть выбрано с учетом того, чтобы размеры сегментов и число пазов в каждом сегменте позволяли произвести сборку сердечника. Кроме того, число сегментов по окружности якоря должно быть таким, при котором снижается возможность возникновения подшипниковых токов.

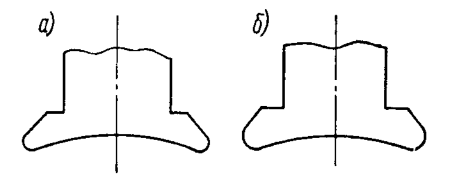


Рис. 6-4. Варианты выполнения полюсных наконечников: *а* — остроконечные, *б* — закругленные

Выбор числа $\alpha = b_p/t_1$ не имеет существенного значения, так как эффективное значение этого числа может измениться при работе машины под нагрузкой. Объясняется это тем, что поле реакции якоря может вызвать насыщение зубцов и краев полюсного башмака (рис. 6-4, *а*). Для того чтобы уменьшить вероятность насыщения краев полюсных башмаков, следует делать их закругленными, как показано на рис. 6-4, *б*.

6-3. СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЯРМА

У машины постоянного тока частоты собственных колебаний ярма будут ниже, чем у статора синхронной или асинхронной машины при равных высотах спинки статора и ярма. Объясняется это тем, что главные полюсы являются сосредоточенными массами, прикрепленными к ярму.

Детальное исследование частот собственных колебаний машин постоянного тока показывает, что понижение частоты, рассчи-

Таблица 6-2

Характер колебания	$Z \neq q''p$	$Z = q''p$
От радиальных сил	$m_j + m_p$	$m_j + 2m_p$
От изгибающих моментов	$m_j + km_p$	$m_j + 2km_p$

Примечание. Индекс j у массы ярма; p — у полюса.

танной по формуле (3-44), происходит за счет поправки на величину массы, принятой в расчете. При этом формула для расчета податливости остается без изменения. Величина указанной массы зависит от отношения числа пазов в якоре Z к числу пар полюсов p.

Здесь надо различать два случая:

а) Z не является числом кратным p ($Z \neq q''p$), а следовательно, порядок колебаний r отличается от числа кратного p;

б) Z является числом, кратным p ($Z = q''p$), и порядок колебаний r также кратен p.

Величина колеблющейся массы m, приведенной к 1 $см^2$ средней цилиндрической поверхности ярма, для указанных случаев приведена в табл. 6-2.

Коэффициент k определяется из следующей зависимости:

$$k = \frac{l_p^2 + 4h_p^2}{l_j^2 + h_j^2}, \qquad (6\text{-}14)$$

где h_p — радиальная высота полюса, h_j — высота ярма, l_p — аксиальная длина полюса, l_j — аксиальная длина ярма.

Пример 1. Произведем расчет магнитной вибрации двигателя постоянного тока мощностью 20 *квт* (1600 *об/мин*, $2p = 4$), имеющего следующие данные: индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 5700$ *гс*;[1] количество пазов в якоре $Z = 42$; ширина пазового деления $t_1 = 1{,}72$ *см*; ширина полюсного башмака $b_p = 12{,}9$ *см*; коэффициент Картера $k_c = 1{,}23$; длина полюса по оси машины $l_t = 14{,}5$ *см*; длина ярма по оси машины $l_j = 22$ *см*; средний радиус ярма $R_j = 20$ *см*; радиус якоря $R_a = 11{,}5$ *см*; толщина ярма $h_j = 2$ *см*; удельная масса ярма $m_j = 3{,}5 \cdot 10^{-5}$ *кгс·сек²/см*; удельная масса полюсов $m_p = 4 \cdot 10^{-5}$ *кгс·сек²/см*.

Решение. 1. Частота возбуждающих магнитных сил

$$f = \frac{42 \cdot 1600}{60} = 1120 \text{ гц}, \quad \omega = 2\pi \cdot 1120 = 7030 \text{ 1/сек}.$$

2. Вид колебаний, вызываемых возбуждающими силами:

$$\frac{Z}{2p} = \frac{42}{4} = 10{,}5; \quad \alpha = \frac{12{,}9}{1{,}72} = 7{,}5.$$

При таких соотношениях от радиальных сил возникают колебания с числом волн по окружности ярма $r = 2$ (см. табл. 6-1).

3. Удельная радиальная сила, приведенная к среднему радиусу ярма по формуле (6-9):

$$p_r = 2\left(\frac{5700}{5000}\right)^2 \cdot (1{,}23 - 1) \cdot 4{,}1 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{11{,}5}{20} = 1{,}4 \cdot 10^{-2}\ кгс/см^2;$$

$$f_p(\alpha) = 4{,}1 \cdot 10^{-2}\ (рис.\ 6\text{-}3).$$

4. Механический импеданс ярма при $r = 2$.

а. Податливость

$$\lambda_l = \frac{12 \cdot 20^4}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2^3} \cdot \frac{5}{36} = 1{,}6 \cdot 10^{-2}\ см/кгс.$$

б. Масса при $Z = q''p$ (табл. 6-2)

$$m = 3{,}5 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 11{,}5 \cdot 10^{-5}\ кгс \cdot сек^2/см.$$

в. Механический импеданс

$$z_p = 7030 \cdot 11{,}5 \cdot 10^{-5} - \frac{1}{7030 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-2}} = 0{,}79\ кгс \cdot сек/см.$$

5. Уровень вибраций

$$\dot{y} = \frac{1{,}4 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{2} \cdot 0{,}79} = 1{,}26 \cdot 10^{-2}\ см/сек,$$

$$L = 20 \lg \frac{7030 \cdot 1{,}26 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-2}} = 69\ дб.$$

Пример 2. Определим уровень магнитной вибрации двигателя из примера 1 при $\alpha = 7{,}0$ и $7{,}3$.

1. При $\alpha = 7{,}0$ возникают колебания с числом волн $r = 2$ от изгибающих моментов, а при $\alpha = 7{,}3$ — колебания с теми же числами волн возбуждаются радиальными силами и изгибающими моментами.

2. Удельные возбуждающие силы:

а) при $\alpha = 7{,}0$ согласно рис. 6-3 и формуле (6-10)

$$m_r = \left(\frac{5700}{5000}\right)^2 \cdot 0{,}23 \cdot 12{,}9 \cdot 4{,}3 \cdot 10^{-2} = 0{,}167\ кгс \cdot см;$$

эквивалентная радиальная сила по (6-13)

$$p_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}167}{20} = 1{,}67 \cdot 10^{-2}\ кгс/см^2;$$

б) при $\alpha = 7{,}3$, согласно рис. 6-3 и формуле (6-10), изгибающий момент

$$m_r = \left(\frac{5700}{5000}\right)^2 \cdot 0{,}23 \cdot 12{,}9 \cdot 2{,}2 \cdot 10^{-2} = \ {,}085\ кгс/см;$$

эквивалентная радиальная сила

$$p_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}085}{20} = 0{,}85 \cdot 10^{-2}\ кгс/см^2;$$

радиальная сила в соответствии с (6-9)

$$p_r = 2 \cdot \left(\frac{57\ 0}{5000}\right)^2 \cdot 0{,}23 \cdot 3{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{11{,}5}{20} = 1{,}2 \cdot 10^{-2}\ кгс/см^2.$$

3. Механический импеданс при действии радиальных сил $z_p = 0{,}79\ кгс \cdot сек/см$
При действии изгибающих моментов

$$m = 3{,}5 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 0{,}9 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 10{,}7 \cdot 10^{-5}\ кгс \cdot сек^2/см,$$

$k = 0,9$ согласно формуле (6-14);

$$z_м = 7030 \cdot 10,7 \cdot 10^{-5} - \frac{1}{7030 \cdot 2 \cdot 10^{-2}} = 0,69 \text{ кгс·сек/см}.$$

4. Уровень вибрации:

а) при $\alpha = 7,0$ от изгибающих моментов

$$\dot{y}_м = \frac{1,67 \cdot 10^{-2}}{0,69 \cdot \sqrt{2}} = 1,72 \cdot 10^{-2} \text{ см/сек};$$

б) при $\alpha = 7,3$ от изгибающих моментов

$$\dot{y}_м = \frac{0,85 \cdot 10^{-2}}{0,69 \cdot \sqrt{2}} = 0,88 \cdot 10^{-2} \text{ см/сек};$$

от радиальных сил

$$\dot{y}_p = \frac{1,2 \cdot 10^{-2}}{0,79 \cdot \sqrt{2}} = 1,07 \cdot 10^{-2} \text{ см/сек}.$$

Результирующая вибрация

$$\dot{y} = \sqrt{(0,88 \cdot 10^{-2})^2 + (1,07 \cdot 10^{-2})^2} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ см/сек}.$$

Как видно из примера, величина α здесь практически не влияет на уровень вибрации.

6-4. ПРЯМОЙ ПАЗ ПО ДЛИНЕ ЯКОРЯ, ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЙ ВОЗДУШНЫЙ ЗАЗОР ПОД ПОЛЮСОМ

Эксцентрический воздушный зазор или зазор, увеличивающийся начиная от середины полюса к его краям, создается специальным профилем полюсного башмака. Такой профиль обычно характеризуется условным эксцентриситетом, представляющим собой отношение максимального зазора под краем башмака δ_{max} к минимальному зазору под его серединой δ_{min} (рис. 6-5).

Эксцентрический воздушный зазор в машинах постоянного тока создается для ослабления действия знакопеременных сил, вызывающих вибрацию и шум, и ослабления поля реакции якоря. При этом основным условием расчета машины должно быть равенство проводимостей эксцентрического воздушного зазора и оптимального для данной машины равномерного воздушного зазора.

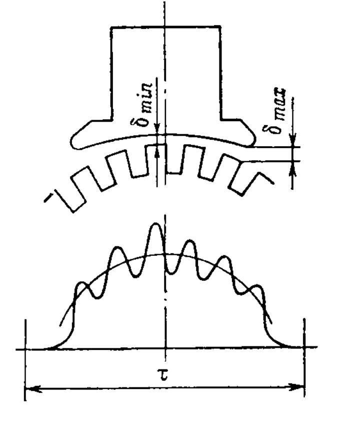


Рис. 6-5. Магнитное поле под полюсом при эксцентрическом зазоре

В противном случае уменьшение магнитного шума было бы достигнуто за счет использования активных материалов машины. Эффективность эксцентрического зазора увеличивается по мере увеличения отношения b_p/t_1.

При проектировании малошумных электрических машин обычно принимаются эксцентричности воздушного зазора 1 : 2 и 1 : 3. Эксцентричность более чем 1 : 3 значительно увеличивает индукцию в зазоре под серединой полюса, что может привести к увеличению напряжения между смежными коллекторными пластинами.

На рис. 6-5 показан характер распределения индукции под полюсом при эксцентрическом воздушном зазоре.

Из условия равенства суммарных магнитных проводимостей равномерного и эксцентрического воздушных зазоров вытекает, что при эксцентричности 1 : 2 зазор под серединой полюса

$$\delta_{\min} = (0{,}75 \div 0{,}8)\,\delta,$$

а при эксцентричности 1 : 3

$$\delta_{\min} \approx 0{,}6\delta.$$

Произведенные расчеты, а также экспериментальные исследования показывают, что указанные эксцентрические зазоры по сравнению с равномерным зазором приводят к ослаблению возбуждающих магнитных сил почти в два раза.

6-5. СКОШЕННЫЙ ПАЗ ПО ДЛИНЕ ЯКОРЯ, РАВНОМЕРНЫЙ ВОЗДУШНЫЙ ЗАЗОР ПОД ПОЛЮСОМ

Существенное снижение магнитного шума достигается при скосе пазов в якоре на одно пазовое деление. Скосы более чем на одно пазовое деление в практике не применяются, так как при этом добавочными полюсами труднее создать компенсирующее поле для компенсации реактивной э. д. с. в короткозамкнутой секции. В некоторых напряженных в коммутационном отношении машинах даже скос паза за одно пазовое деление ухудшает коммутацию.

Рис. 6-6. Коммутируемая секция при скосе пазов

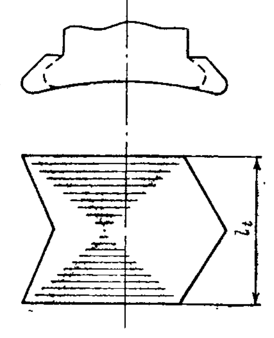


Рис. 6-7. Полюс с «шевронными» башмаками

Особенно это относится к машинам с одноходовыми петлевыми обмотками и малым количеством пазовых делений, приходящихся на междуполюсное окно. В этом случае (рис. 6-6) стороны коммутирующей секции ab и cd частично приближаются к главным полюсам, что при сильном поле возбуждения и больших индукциях поля реакции якоря может вызвать нарушение коммутации.

Физическая картина возникновения возбуждающих сил при скошенных пазах в якоре аналогична картине в машинах переменного тока. Расчет магнитных сил и возбуждаемой ими вибрации при скосе пазов производится по формулам гл. 4. Так как величина скоса пазов в машинах постоянного тока обычно принимается в долях пазового деления якоря c, то на рис. 4-9 на оси абсцисс даны также значения c.

Эффективным средством подавления магнитного шума является комбинирование скоса пазов с эксцентричностью воздушного зазора. Значительное снижение магнитного шума может быть также достигнуто выполнением «шевронных» полюсных башмаков (рис. 6-7). Однако такая форма полюсов значительно удорожает конструкцию машины, кроме того, при этом значительно труднее добавочными полюсами скомпенсировать реактивную э. д. с. в короткозамкнутой секции.

Пример. Вычислим, на сколько уменьшится уровень вибрации двигателя из примера 1 § 6-3 при скосе пазов в якоре на одно пазовое деление. Удельная радиальная сила при прямых пазах $p_r = 1{,}4 \cdot 10^{-2}$ *кгс/см²*.

1. Крутящий момент по формуле (4-67)

$$M_\tau = \frac{1{,}4 \cdot 10^{-2} \cdot 14{,}5^2 \cdot (-0{,}38)}{2} = -0{,}56 \text{ кгс·см}.$$

2. Моменты инерции:

$$J_x = \frac{2 \cdot 22^3}{12} = 1750 \text{ см}^4;$$

$$J_\tau = 0{,}32 \cdot 2^3 \cdot 22 = 56 \text{ см}^4 \ (\eta = 0{,}32);$$

$$J_p = \frac{1{,}7 \cdot 10^{-3} \cdot (22^2 + 2^2)}{12} = 69 \cdot 10^{-3} \text{ кгс·сек}^2\text{/см},$$

где

$$m_c = 14{,}5 \cdot 11{,}5 \cdot 10^{-5} = 1{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кгс·сек}^2\text{/см}.$$

3. Податливость ярма при кручении по формуле (4-70)

$$\lambda_{кр} = \frac{22^2}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1750 + 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 56 \cdot 2^2} = 0{,}1 \cdot 10^{-6} \ 1/(\text{кгс·см}).$$

4. Механический импеданс ярма при кручении

$$z_{кр} = 7030 \cdot 69 \cdot 10^{-3} - \frac{1}{7030 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-6}} = -925 \text{ кгс·сек/см}.$$

5. Уровень вибрации согласно формуле (4-73)

$$\dot{y} = \frac{0{,}56 \cdot 14{,}5}{2\sqrt{3} \cdot 925} = 2{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ см/сек};$$

$$L = 20 \lg \frac{7030 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 10^{-2}} = 56 \text{ дб}.$$

6. Снижение вибрации при скосе пазов

$$\Delta L = 69 - 56 = 13 \text{ дб}.$$

6-6. ВЛИЯНИЕ НАГРУЗКИ НА МАГНИТНЫЙ ШУМ

а. **Некомпенсированные машины.** Реакция якоря приводит к искажению магнитного поля в воздушном зазоре, вследствие чего индукция под одной стороной полюсного башмака становится больше, чем с другой стороны.

Пазовые гармоники обмотки якоря сдвинуты на 90° относительно пазовых гармоник поля возбуждения. В связи с этим вибрацию ярма при нагрузке можно представить в виде двух одинаковых волн деформаций, сдвинутых относительно друг друга на 90°, одна из которых создана полем возбуждения, а другая — полем реакции якоря.

Если механический импеданс ярма при переходе от холостого хода к нагрузке меняется незначительно, то расчетом можно показать, что уровень вибрации под нагрузкой возрастет не более чем на 3 *дб*.

Имеющийся опыт показывает, что в большинстве случаев вибрация зубцовой частоты под нагрузкой мало отличается от вибрации при холостом ходе. Имеющиеся одиночные случаи значительного возрастания вибрации под нагрузкой можно объяснить уменьшением механического импеданса ярма.

б. **Компенсированные машины.** В таких машинах поле реакции компенсируется полем компенсационной обмотки. Поэтому при расчетах возбуждающих сил можно пользоваться вышеприведенными расчетными формулами для холостого хода.

При скосах пазов на пазовое деление аналогично холостому ходу подавляются радиальные силы P_r и изгибающие моменты M_r.

Порядковое число силовых волн при числе пазов компенсационной обмотки Z'

$$r = 2pq \pm Z' \pm Z'' > 0. \qquad (6\text{-}15)$$

При $Z' \pm Z'' = 2pq$ возбуждаются колебания нулевого вида. Надо, однако, отметить, что в случае неполной компенсации поля реакции якоря остаточные поля могут существенно отразиться на уровнях магнитной вибрации.

6-7. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ

Анализ результатов виброакустических измерений ряда однотипных машин постоянного тока показал, что, несмотря на то, что они выполнялись по одним и тем же чертежам и различие между ними могло быть только в пределах технологических допусков, все же имеется значительный разброс величин шума на зубцовой частоте между различными машинами.

Для выяснения причин такого разброса было исследовано влияние следующих факторов:

а) различие величин зазоров под отдельными главными полюсами в пределах $\pm 10\%$ расчетного значения зазора;

б) условия прилегания полюсов к ярму.

Неравномерность воздушного зазора под полюсами, как показывают расчеты и опыты, не вызывают существенного изменения величины возбуждающих сил, однако при этом возможно изменение числа силовых волн на ± 1. Это может привести к значительному уменьшению механического импеданса ярма и в некоторых случаях к появлению резонанса. Например, если в машине с равномерными зазорами образуются колебания с числом волн равным 2, то при наличии неравномерности зазоров к этим колебаниям добавляются волны порядка 1 и 3, вызывающие в определенных случаях увеличенные вибрации и шум. Это следует учитывать при выборе числа пазов якоря.

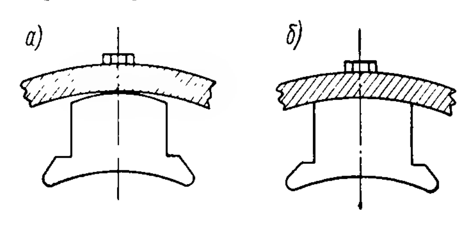


Рис. 6-8. Возможные случаи прилегания полюсов к станине

Возможные случаи прилегания полюсов к ярму показаны на рис. 6-8. Прилегание полюсов по рис. 6-8, *а* недопустимо. Как показал опыт, полюса в этом случае совершают маятниковые колебания, величина которых зависит от усилия затяга болтов крепления. Такое прилегание возникает часто из-за вводимых (не предусмотренных чертежом) прокладок между полюсом и ярмом. В подобных случаях изменение уровня вибрации на корпусе в зависимости от усилия затяга доходило до 10 *дб*.

Прилегание полюсов по рис. 6-8, *б* давало стабильные результаты измерений, мало зависящие от усилия затяга.

Глава седьмая

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ

7-1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Существующее стремление улучшить использование активных материалов с целью уменьшения габаритов и веса электрических машин находится в прямом противоречии с требованиями снижения аэродинамического шума. Объясняется это тем, что с улучшением использования электрической машины, увеличивается количество охлаждающего воздуха, необходимого для отвода выделяемого тепла, что влечет за собой возрастание аэродинамического шума.

В современных вентилируемых машинах, особенно открытого и защищенного исполнения, шум, создаваемый потоками воздуха, превалирует над всеми источниками шума. Поэтому возникающие трудности на пути создания малошумной электрической машины,

как правило, связаны не только с выбором наиболее рациональных в акустическом отношении конструктивных форм, но и проектированием системы ее вентиляции.

7-2. ОБРАЗОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА

Аэродинамический шум является следствием вращения ротора и насажденного на его вал вентилятора. Хорошо выполненная в акустическом отношении машина имеет сплошной спектр частот шума. Однако на этот шум во многих случаях могут налагаться высокочастотные тональные составляющие, зависящие от конструктивных особенностей ротора и корпуса.

Основными причинами возникновения аэродинамического шума являются:

а) шум вентилятора в широком диапазоне частот, обусловленный срывающимися вихрями и тональными звуками от рассечения воздушной струи кромками лопаток и диском вентилятора;

б) шум вращения ротора в широком диапазоне частот, обусловленный срывом вихрей с его поверхности, и тональными звуками от рассечения воздушной струи головками обмоток ротора или выступающими концами стержней беличьей клетки короткозамкнутых роторов;

в) шум воздушных потоков в широком диапазоне частот, вызываемый срывом вихрей с неподвижных препятствий в вентиляционных путях, например, на решетках входных и выходных окон, с ребер статора, лобовых частей обмоток статора и др.;

г) звуки сиренной тональности с дискретными частотами, вызываемые тем, что воздушный поток на выходе с вентиляторного колеса встречает на своем пути препятствия в виде ребер, проходных шпилек и других аналогичных деталей;

д) тональные звуки дискретной частоты, вызванные периодическими колебаниями давления на отдельных участках аэродинамической цепи, например, при пульсациях потока воздуха, выходящего из радиальных вентиляционных каналов ротора и входящего в радиальные вентиляционные каналы статора.

7-3. ШУМ ВЕНТИЛЯТОРА

Основную часть аэродинамического шума в машинах как с самовентиляцией, так и с посторонней вентиляцией создает вентилятор.

В машинах с самовентиляцией невозможно по ряду конструктивных соображений и требованиям работы в обоих направлениях вращения выполнить вентилятор и корпус, в который он встроен, по всем правилам аэродинамики.

Геометрия встроенного вентилятора зависит во многом от конструктивных особенностей машины. Поэтому часто не удается

сконструировать вентилятор с оптимальной геометрией, обеспечивающей максимум к. п. д. и минимальный шум.

Многочисленные исследования показали, что шум центробежного вентилятора состоит из шума вращения, определяемого в основном окружной скоростью и геометрическими размерами вентилятора, и составляющей, определяемой только его производительностью и напором.

Гюбнер [49] подробно исследовал вентилятор с отношением диаметров $d_1/d_2 = 0,7$ и с числом лопаток 19. Он установил, что изменение шума центробежного вентилятора при различной производительности V и постоянной скорости вращения n составлял для всего диапазона между $V = 0$ и $V = V_н$ приблизительно 7 *дб*. На рис. 7-1 показана зависимость снижения общего уровня громкости шума от коэффициента дросселирования

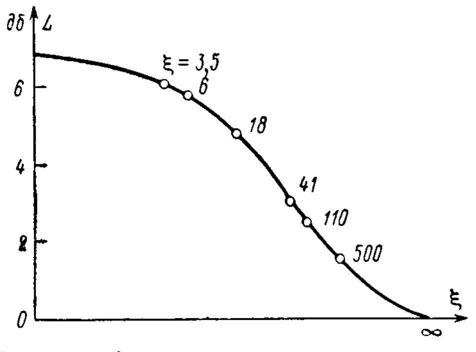


Рис. 7-1. Зависимость снижения шума от коэффициента дросселирования

$$\xi = \frac{hD^4}{V^2\rho}, \qquad (7\text{-}1)$$

где h — статический напор, *мм вод. ст.*; ρ — плотность воздуха, *кг/м*^{3}; V — производительность, *м*^{3}*/сек*; D — диаметр засасывающего отверстия, *м*.

Такой характер спадания общего уровня шума наблюдается почти у всех машин независимо от их конструктивного исполнения.

Проведенные исследования показали, что составляющая, определяемая шумом вращения, оказывает значительно меньшее влияние на общий уровень шума центробежного вентилятора, чем развиваемый напор и производительность. Это значит, что конструктивные формы вентилятора имеют второстепенное значение в образовании аэродинамического шума.

Для выяснения влияния указанных факторов на шум на машине мощностью 30 *квт* при 3000 *об/мин* были испытаны четыре различных конструкции центробежного вентилятора.

1. Литой силуминовый двухрядный вентилятор с наклонными лопатками. Внутренний ряд лопаток выполнен удлиненными, наружный — укороченными. Общее число лопаток 24. Диаметр вентилятора 344 *мм*.

2. Литой силуминовый однорядный вентилятор с 13 радиальными лопатками. Лопатки удлиненные с возрастанием ширины в направлении и периферии. Диаметр вентилятора — 344 *мм*.

3. Литой силуминовый однорядный вентилятор с 18 наклонными лопатками. Этот вентилятор имел два исполнения, отличающиеся диаметрами (346 и 300 *мм*).

Таблица 7-1

Влияние исполнения вентилятора иа шум машины

Исполненне вентилятора	Эскиз вентилятора	Скорость вращения, *об/мин*	Общий уровень громкости шума, *дб*
Однорядный с радиальными лопатками		3000 2000 1500 1000 750	94 88 85 82 72
Однорядный с наклонными лопатками		3000 2000 1500 1000 750	93 86 84 78 75
Однорядный с переменным шагом расположения лопаток		3000 2000 1500 1000 750	94 86 84 81 72
Двухрядный		3000 2000 1500 1000 750	92 85 86 81 73

Исполнение вентилятора	Эскиз вентилятора	Скорость вращения, *об/мин*	Общий уровень громкости шума, *дб*
Двухструйный	⌀320; 30	3000 2000 1500 1000 750	92 84 82 78 75

4. Литой силуминовый однорядный вентилятор с переменным шагом лопаток. Число лопаток 18. Этот вентилятор имел три исполнения (в том числе двухструйный), отличающиеся диаметрами: 346 *мм*, 300 *мм* и 280 *мм*. Конструкции и результаты испытаний этих вентиляторов приведены в табл. 7-1.

Как видно из табл. 7-1, общий уровень воздушного шума машины с вентиляторами различной конструкции при 3000 *об/мин* колеблется в пределах 92—94 *дб*. При уменьшении диаметра вентиляторов уровень шума резко снижается. В спектрах частот исследованных вентиляторов не содержится резко выраженных тональных составляющих, что дает основание для их сопоставления. Таким образом, произведенные исследования показывают, что совершенствованием конструкции встроенных вентиляторов, очевидно, может быть достигнуто лишь незначительное снижение аэродинамического шума (~2 *дб*).

Основное внимание при конструировании должно быть уделено выполнению щита, образующего полость для вентилятора. Эта полость на внутренней поверхности не должна иметь ребер жесткости и проходных шпилек, а кромки окон, через которые выходит воздух, должны иметь закругления. Окна для подвода и отвода охлаждающего воздуха по возможности не должны иметь выхода в зону обслуживания.

В случае, если вблизи вентилятора имеются указанные препятствия, то возникает шум дискретной частоты

$$f = kn/60, \text{ гц}, \qquad (7\text{-}2)$$

где k — количество лопаток вентилятора.

Уровень этого шума можно снизить путем увеличения зазора между вентилятором и неподвижным препятствием.

Зазор δ (рис. 7-2) между вентилятором и щитом или неподвижным препятствием должен быть не меньше 15% от наружного диаметра вентилятора d_2. Если путем конструктивных мероприятий невозможно увеличить зазор δ до указанной величины, то дискретные частоты шума вентилятора можно подавить применением неравномерного шага лопаток в рабочем колесе или скосом кромки окна a на один шаг лопаток вентилятора.

При проектировании встроенных вентиляторов необходимо стремиться не создавать больших запасов по производительности, так как от этого зависит уровень шума машины.

Рис. 7-2. Вариант выполнения встроенного вентилятора

Ширина лопаток центробежного вентилятора b при выбранном по конструктивным соображениям диаметре вентилятора d_2 (рис. 7-2) может быть ориентировочно определена по формуле

$$b = \frac{0,3}{d_2 \sqrt{Z}}, \qquad (7\text{-}3)$$

где Z — аэродинамическое сопротивление машины.

Ориентировочное значение величины Z может быть взято из нижеследующего вывода по значениям P/n *квт*/(*об/мин*):

P/n	0,003	0,006	0,010	0,015	0,03	0,06	0,1	0,2
Z	3000	2000	1000	800	500	200	150	100

Так, например, для машины мощностью 45 *квт*, в которой диаметр вентилятора равен 0,48 *м* при скорости вращения 1500 *об/мин*, P/n равно 0,03 (45/1500), а Z из вывода — 500. Ширина вентилятора

$$b = \frac{0,3}{0,48\sqrt{500}} = 0,03 \text{ м}.$$

С целью уменьшения потерь в вентиляторе желательно, чтобы площадь входа $\pi d_1 b$ была меньше осевого сечения входа на колесо $\pi/4\,(d_1^2 - d_0^2)$, где d_0 — диаметр втулки вентилятора. Отношение d_2/d_1 принимается в пределах 1,2—1,5.

Для ориентировочного выбора числа лопаток можно рекомендовать следующую зависимость:

$$m = (6 \div 10)\frac{d_2}{d_2 - d_1}. \qquad (7\text{-}4)$$

Для того чтобы исключить рециркуляцию воздуха, необходимо, устанавливать воздухонаправляющие щитки (*а*) с зазором около 2 *мм* (рис. 7-2).

7-4. ШУМ, ВОЗНИКАЮЩИЙ ОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

В крупных машинах для лучшего отвода тепла ротора в пакете стали предусматриваются радиальные каналы. Расположенные в этих каналах распорки и выступающие стержни короткозамкнутых клеток по шумообразованию ведут себя так же, как лопатки центробежного вентилятора. В асинхронных электродвигателях и машинах постоянного тока средней и малой мощности диаметр

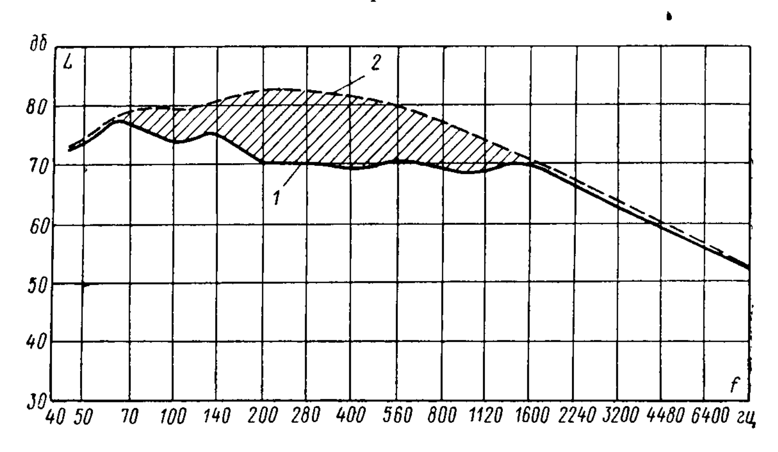


Рис. 7-3. Спектр шума асинхронного электродвигателя мощностью 1000 *квт* при скорости вращения 1480 *об/мин* со снятым (*1*) и насаженным (*2*) вентилятором

вентилятора обычно значительно больше диаметра пакета стали ротора, поэтому вызываемый ротором шум не может существенно повысить общий уровень аэродинамического шума.

На рис. 7-3 показан спектр шума асинхронного электродвигателя (мощность 1000 *квт*, 1480 *об/мин* и отношение диаметра вентилятора к диаметру ротора 1,6). Спектр *1* соответствует машине со снятым вентилятором, *2* — с насаженным вентилятором. Повышение общего уровня шума машины с вентилятором составляет примерно 6 *дб*.

Для того чтобы снизить вентиляционный шум в крупных двух- и четырехполюсных машинах с обеих сторон ротора целесообразно устанавливать по одному вентилятору и охлаждающий воздух направлять двумя раздельными потоками. Ввиду того, что наружный диаметр каждого из обоих вентиляторов может быть в $\sqrt{2}$ раза меньше диаметра одного вентилятора, необходимого для протяжной вентиляции при той же производительности, при такой

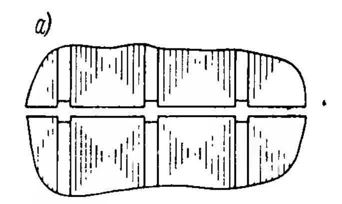
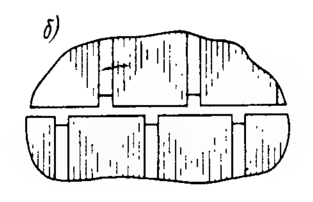
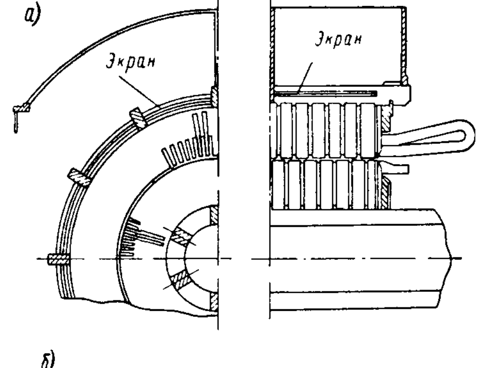



Рис. 7-4. Выполнение радиальных каналов статора и ротора: *а* — без смещения, *б* — со смещением

системе вентиляции обеспечивается снижение уровня шума на 5—7 *дб*.

В этом случае диаметры вентиляторов равны диаметру ротора и поэтому производимый ими шум соизмерим с шумом ротора машины.

В крупных явнополюсных синхронных машинах часто применяется двухструйная аксиальная вентиляция ротора с выходом воздуха в радиальные каналы статора при помощи пропеллерных вентиляторов, расположенных по обеим сторонам ротора. Уровень шума пропеллерных вентиляторов соизмерим с шумом ротора.



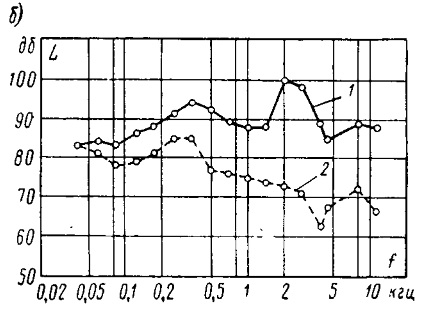


Рис. 7-5. Влияние акустического экрана на шум электродвигателя мощностью 2800 *квт* при скорости вращения 1490 *об/мин*: *а* — выполнение конструкции, *б* — спектр шума без экрана (*1*) и с экраном (*2*)

В быстроходных машинах аксиальная вентиляция с точки зрения образования шума более предпочтительна, чем радиальная.

Для машин с самовентиляцией, работающих по разомкнутому циклу, без применения специальных шумозаглушающих мер, существует естественный предел уровня шума, снизить который невозможно из-за специфики конструкции.

Так, например, для машины мощностью 1000 *квт* при скорости вращения 1500 *об/мин* при самовентиляции этот предел составляет около 95 *дб*.

В крупных асинхронных машинах радиальная вентиляция часто предусматривается как в статоре, так и в роторе. Вентиля-

ционные каналы ротора, действуя как центробежные вентиляторы, направляют воздушный поток в радиальные каналы статора, откуда он выходит через спинку статора. Воздушный поток подвержен периодическим колебаниям давления с частотой, определяемой скоростью вращения и числом пазов ротора. Этот шум можно подавить конструктивными мерами, к которым относятся: а) смещение радиальных каналов статора и ротора относительно друг друга; б) увеличение расстояния между распорками статора и ротора; в) увеличение воздушного зазора машины (рис. 7-4).

В случае, если указанные мероприятия не дают полного подавления дискретного шума, то его дальнейшее снижение может быть достигнуто установкой цилиндрического звукопоглощающего экрана, оклеенного изнутри войлоком (рис. 7-5, *а*).

Расстояние между экраном и спинкой статора принимается равным приблизительно четверти длины волны заглушаемого шума. Спектры шума асинхронного двигателя (мощность 2800 *квт*, 1490 *об/мин*) без экрана (*1*) и с экраном (*2*) показаны на рис. 7-5, *б*.

7-5. ПРИМЕНЕНИЕ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

Внутренние части электрической машины обладают очень малой звукопоглощающей способностью, поэтому возникающий внутри машины шум от вращения ротора и вентилятора почти беспрепятственно передается наружу. Это особенно касается машин брызгозащищенного исполнения.

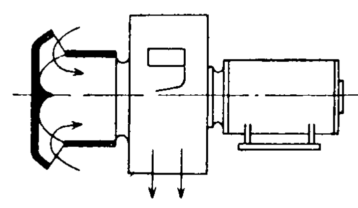


Рис. 7-6. Глушитель шума для электровентилятора

В непосредственной близости от поверхности машины уровень звукового давления зависит не только от расстояния, но и от точки измерения, особенно вблизи отверстий, через которые всасывается и выдувается охлаждающий воздух. Как правило, эти отверстия являются местом максимального излучения аэродинамического шума. В машинах с посторонней вентиляцией максимальное излучение шума наблюдается у всасывающего отверстия вентилятора.

Как показала практика, наиболее простым и эффективным способом подавления шума как в машинах с самовентиляцией, так и принудительной вентиляцией, является пристройка глушителей к местам максимального излучения шума.

Глушитель является компактным (не выходящим далеко за габариты машины) воздуховодом, стенки которого покрыты звукопоглощающим материалом. Как правило, в таком воздуховоде должен быть предусмотрен поворот струи воздуха. В некоторых случаях из-за этого поворота увеличивается аэродинамическое сопротивление системы, уменьшается расход охлаждающего воздуха.

Возможная форма исполнения глушителей для электровентилятора показана на рис. 7-6, а для машин с самовентиляцией — на рис. 7-7.

Снижение шума, вызванное установкой глушителей, зависит в первую очередь от следующих обстоятельств: а) эффективности поглощения, которая возрастает с увеличением поверхности, покрытой звукопоглотителем; б) эффективности поглощения низких частот, которая повышается с ростом толщины звукопоглощающего слоя и его коэффициента звукопоглощения.

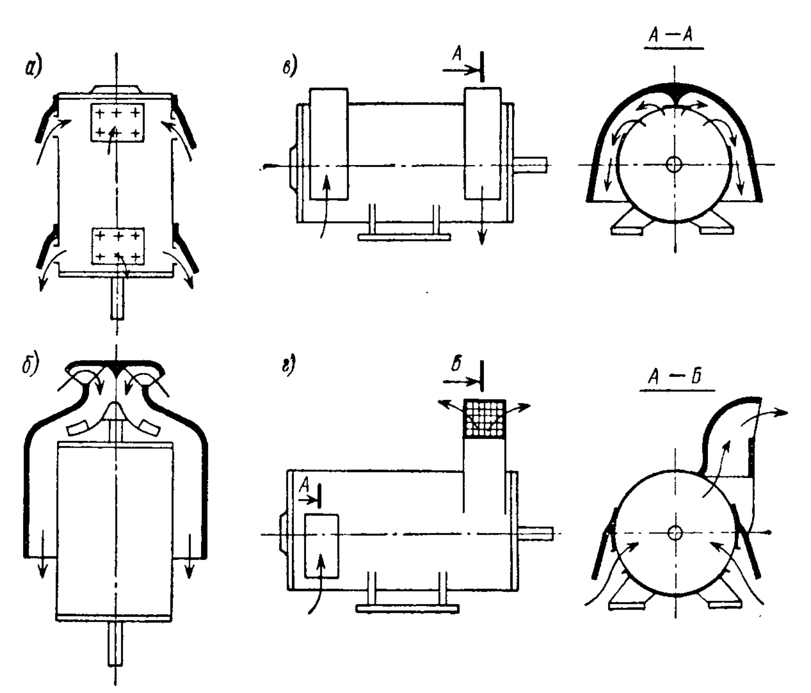


Рис. 7-7. Возможные формы исполнения глушителей для машин с самовентиляцией

Второе положение обусловливает необходимую величину толщины слоя звукопоглотителя и определяется по нижней границе спектра заглушаемого шума. Кроме того, в случае применения волокнистых звукопоглотителей, поглощение возрастает с повышением частоты шума. Таким образом, путем выбора материала поглотителя, определяющего коэффициент звукопоглощения площади покрытия, и толщины его можно достигнуть эффективного поглощения шума.

На рис. 7-8 и 7-9 приведены спектрограммы шума электровентилятора с производительностью 10 000 $м^3/ч$ и напором 150 *мм вод. ст.* и машины мощностью 40 *квт* при 3000 *об/мин* с глушителем и без глушителей.

Простейшим способом глушения аэродинамического шума является полное отделение машины от окружающей среды жестким кожухом. При этом если применяются для кожуха одинарные

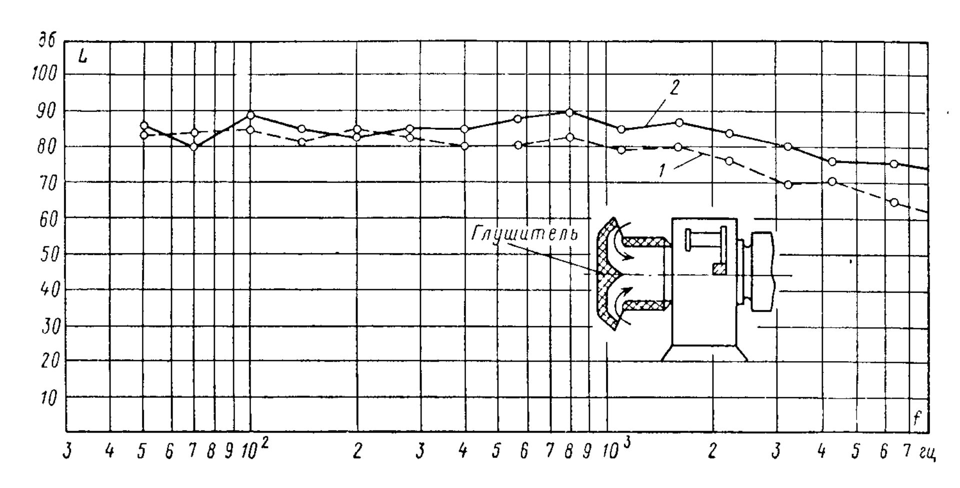


Рис. 7-8. Спектрограмма шума электровентилятора

1 — с глушителем; *2* — без глушителя

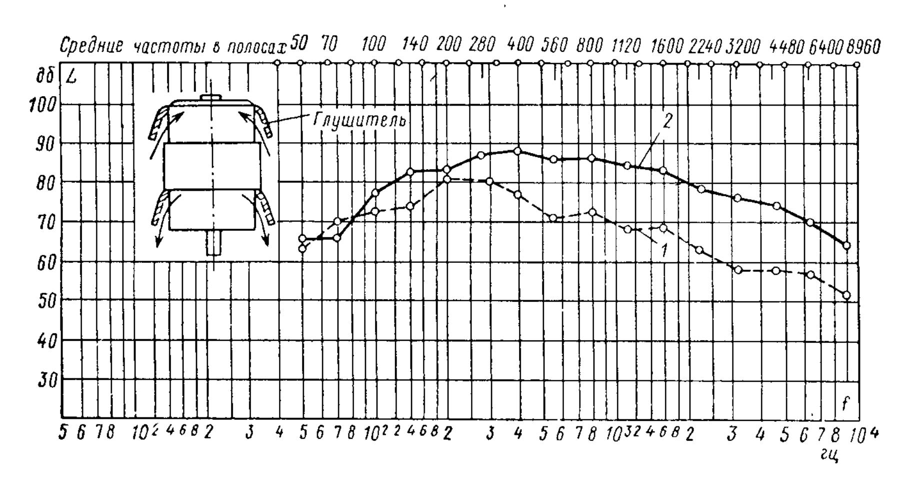


Рис. 7-9. Спектрограмма шума машины с самовентиляцией

1 — с глушителем; *2* — без глушителя

стенки, то степень глушения не зависит от рода материала, из которого выполнена стенка, а зависит от ее веса на единицу поверхности.

Вплоть до веса стенок 200 *кгс/м*² (стальные листы толщиной 25 *мм*) для определения коэффициента звукоизоляции в деци-

белах справедлива приближенная формула:

$$\Delta L = 13{,}3 \lg G, \qquad (7\text{-}5)$$

где G — вес стенки, *кгс/м²*.

Так стальные листы толщиной 1 *мм* имеют коэффициент звукоизоляции ~20 *дб*, толщиной 5 *мм* ~ 35 *дб*, толщиной 25 *мм* ~ 44 *дб*. Внутреннюю поверхность кожуха целесообразно покрыть звукоизоляцией. Наличие проходных валов в кожухе, соединительных шин, а также вентиляционных каналов значительно снижает звукоизолирующее действие кожуха. Если суммарная площадь отверстий достигает 10% общей площади поверхности кожуха, то его звукоизолирующая способность практически сводится к нулю.

В крупных электрических машинах эффективное подавление шума может быть достигнуто звуковой изоляцией внутренних или наружных поверхностей кожуха, которые наиболее интенсивно излучают шум. Такими излучателями шума особенно являются тонкостенные воздуховоды.

7-6. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ МАШИН РАЗЛИЧНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

В последние годы сделан ряд попыток связать шум машин с размерами встроенного вентилятора, конструкцией подшипникового щита со стороны вентилятора, геометрией якоря и поверхностью его охлаждения. Все эти попытки отражают стремление конструкторов электрических машин как можно более точно предопределить уровень шума машины на стадии ее проектирования.

Однако анализ измерений шума ряда однотипных машин показывает, что все же наблюдается еще значительное различие между отдельными машинами как по общему уровню громкости шума, так в особенности по отдельным его спектральным составляющим. Это свидетельствует о влиянии различных отклонений (даже в пределах существующих допусков) на уровень громкости шума машины и, следовательно, о необходимости сужения допусков на сопрягаемые детали и ужесточения требований к сборке малошумных машин.

Из-за большого разброса опытных данных невозможно установить строгие зависимости, связывающие шум машины с ее конструкцией. Поэтому представляется целесообразным дать эмпирические зависимости, позволяющие определить уровень громкости шума проектируемой машины, имея для этого только основные номинальные данные.

Этими зависимостями можно пользоваться лишь при условии, что шум машины в основном обусловлен аэродинамическими источниками, т. е. уровни тональных шумов, вызванные магнитными силами, щетками, эффектом «сирены» ограничены конструктивными мерами. Указанные зависимости не могут быть применены

в случаях использования специальных мер по давлению шума, особенно глушителями.

Общие уровни громкости шума электрических машин на расстоянии 0,5 *м* от корпуса в точке с максимальным уровнем могут быть рассчитаны по следующим приближенным формулам.

а. Машины защищенного исполнения с самовентиляцией:

$$L = 10 \lg P + 20 \lg n + 5, \text{ дб}, \qquad (7\text{-}6)$$

где P — мощность машины, *квт*; n — скорость вращения, *об/мин*.

б. Машины с замкнутой самовентиляцией:

$$L = 10 \lg P + 20 \lg n, \text{ дб}. \qquad (7\text{-}7)$$

в. Машины закрытые с водяным охлаждением:

$$L = 10 \lg P + 20 \lg n - 10, \text{ дб} \qquad (7\text{-}8)$$

г. Машины с посторонней вентиляцией, шум которых определяется шумом постороннего вентилятора

$$L = 14 \lg P + 80, \text{ дб}, \qquad (7\text{-}9)$$

где P — мощность электровентилятора, *квт*.

Сопоставление измеренных уровней громкости шума машин различного исполнения с вычисленными по формулам дает отклонение ± 3 *дб*.

При проектировании малошумных машин надо иметь в виду следующее:

1. В крупных машинах с самовентиляцией, в которых воздух засасывается из атмосферы и выдувается в атмосферу, шум может быть снижен на 6—9 *дб*, если заменить самовентиляцию принудительной вентиляцией от постороннего вентилятора.

Доля шума, вносимого посторонним вентилятором, может быть снижена, если его разместить под машиной в фундаменте, а воздуховоды выполнить толстостенными и покрыть звукоизоляцией. Значительное снижение шума может быть достигнуто пристройкой глушителей к входу и выходу воздуха.

2. У машин с наружным обдувом шум определяется только наружным вентилятором. На рис. 7-10 показан спектр шума асинхронного электродвигателя мощностью 45 *квт*, при 2945 *об/мин* с наружным обдувом (кривая *1*) и двигателя закрытого исполнения (кривая *2*), обеспечивающего ту же мощность. Уменьшение шума машины составляет 26 *дб*. Такой вариант установки может быть рекомендован для двигателей мощностью до 50 *квт* в особых случаях малошумной работы.

3. У машин с замкнутой самовентиляцией степень уменьшения шума зависит от толщины и веса стенок воздуховодов.

В крупных машинах с тонкостенными щитами последние должны быть покрыты с внутренней стороны звукопоглотителем.

На рис. 7-11 показаны спектры шума асинхронного электродвигателя мощностью 2000 *квт* при 1490 *об/мин*, с протяжной

самовентиляцией (кривая 1) и вентиляцией по замкнутому контуру с воздухоохладителем (кривая 2). Толщина стенок корпуса и щитов колеблется от 5 до 20 *мм*.

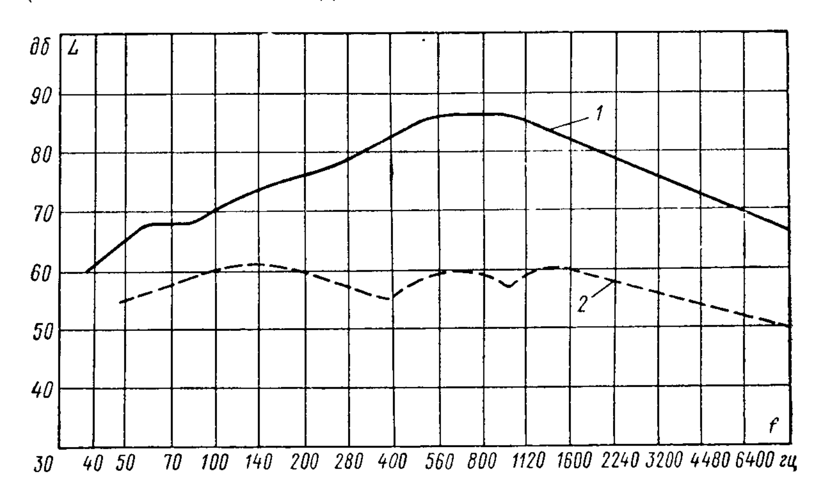


Рис. 7-10. Спектрограмма шума асинхронного двигателя мощностью 45 *квт* при скорости вращения 2945 *об/мин* с наружным обдувом (*1*) и без наружного обдува (*2*)

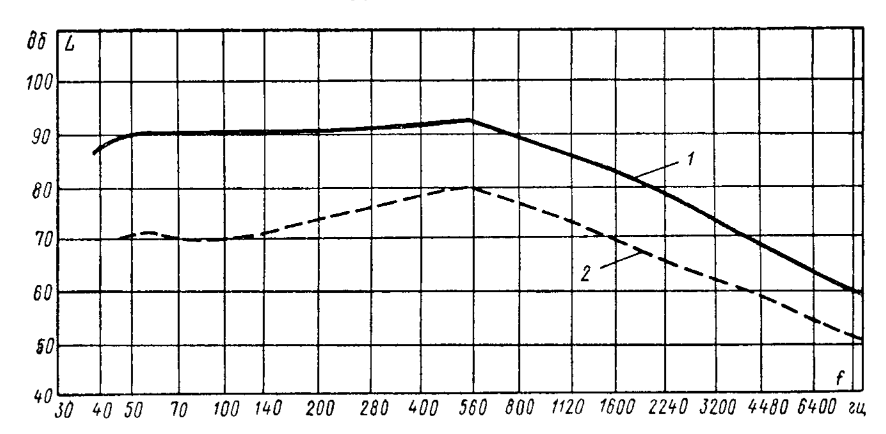


Рис. 7-11. Спектрограмма шума асинхронного двигателя 2000 *квт*, 1490 *об/мин* с протяжной самовентиляцией (*1*) и вентиляцией по замкнутому контуру (*2*)

4. В машинах с полным водяным охлаждением токоведущие шины, выходящие из корпуса, и щели в корпусе должны быть тщательно уплотнены.

В зависимости от требований к уровню шума по ГОСТ 16372—70 электрические машины разделяются на классы: 0; 1; 2; 3; 4.

Допустимые значения средних уровней звука *A* на расстоянии 1 *м* от корпуса для электрических машин класса 1 в режиме холостого хода не должны превышать значений, указанных в табл. 7-3.

Таблица 7-3

Номинальная мощность, *квт* (*кв·а*)	Средние значения уровня звука, *дб*, электрических машин с номинальной скоростью вращения, *об/мин*				
	<1000	1000—1500	1500—2200	2200—3000	3000—4000
0,25—1,5	64	68	70	71	75
1,5—4,0	67	72	74	76	80
4,0—15	74	78	82	85	89
15,0—45	80	85	87	89	93
45,0—132	85	92	95	97	100
132—400	90 *	96 *	98 *	100 *	104 *
400—1000	94 *	100 *	103 *	105 *	109 *

* Указанные значения являются факультативными.

Допустимые значения средних уровней звука должны быть ниже указанных в табл. 7-3:

для машин класса 2 — на 5 *дб*;

для машин класса 3 — на 10 *дб*;

для машин класса 4 — не менее чем на 15 *дб*.

Для машин класса 0 уровни звука могут быть выше указанных в табл. 7-3.

При определении класса шума электрических машин можно руководствоваться следующим примерным перечнем:

Класс 0 — машины кратковременного и повторно-кратковременного действия, индукторные и сварочные генераторы, дизель-генераторы и т. п.

Класс 1 — вентилируемые машины постоянного и переменного тока нормального исполнения без средств подавления шума.

Класс 2 — вентилируемые машины постоянного и переменного тока со средствами подавления шума.

Класс 3 — машины с водяным и естественным охлаждением.

Класс 4 — машины со звукоизолирующим кожухом.

Глава восьмая

КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ

8-1. КОЛЕБАНИЯ ВАЛА С ОДНОЙ СОСРЕДОТОЧЕННОЙ МАССОЙ

Рассмотрим вертикальный вал (рис. 8-1) с диском массой m, вращающийся с угловой скоростью ω.

После удара по диску вал под действием центробежной силы $m\omega^2 y$ начнет вращаться в изогнутом состоянии, которое не меняется, если неизменна угловая скорость. Условие равновесия

сил в этом случае имеет вид:

$$m\omega^2 y = ky$$

или

$$(m\omega^2 - k)\, y = 0, \tag{8-1}$$

где k — жесткость вала при изгибе.

Условие (8-1) возможно, если y произвольно, а ω имеет значение

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{m}}\,. \tag{8-2}$$

Выражение (8-2) дает критическую скорость вращения вала.

Для вала длиной l с моментом инерции поперечного сечения при изгибе J, с диском, посаженным в середине вала, эта скорость равна

$$\omega k = \sqrt{\frac{48EJ}{ml^2}}, \tag{8-3}$$

Чтобы определить, как изменяется прогиб вала при приближении скорости его вращения к критической, допустим, что центр тяжести диска смещен от оси вала на величину e. Пренебрегая демпфированием колебаний, условие равновесия сил примет вид:

$$m\,(y + e)\,\omega^2 = ky; \tag{8-4}$$

прогиб

$$y = e\frac{\omega^2}{\frac{k}{m} - \omega^2} = e\frac{(\omega/\omega_k)^2}{1 - (\omega/\omega_k)^2}\,. \tag{8-5}$$

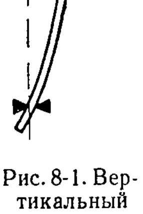


Рис. 8-1. Вертикальный вал с диском

График этой зависимости показан на рис. 8-2. Из этого графика видно, что с возрастанием ω прогиб растет от нуля и приобретает неограниченное значение при $\omega = \omega_k$. При $\omega \to \infty$ прогиб стремится к e, так что центр тяжести приближается к оси вращения.

Часть кривой выше критической скорости принято изображать без учета знака.

На рис. 8-3 показано расположение точек B, S и G при равновесии сил по уравнению (8-4).

На этом рисунке B — ось подшипников, S — ось вала, G — центр тяжести диска.

При скоростях, меньших критической, точка G лежит от центра B дальше, чем точка S, тогда как при скоростях, больших критической, точка S лежит дальше, чем точка G. Точки S и G при всех скоростях лежат по одну и ту же сторону от точки B.

В случае упругих подшипников рассмотренная физическая картина остается той же, однако несколько понижается критическая скорость ротора. Обычно жесткость подшипников по вертикальной и горизонтальной оси различна. В связи с этим наблюдаются две критические

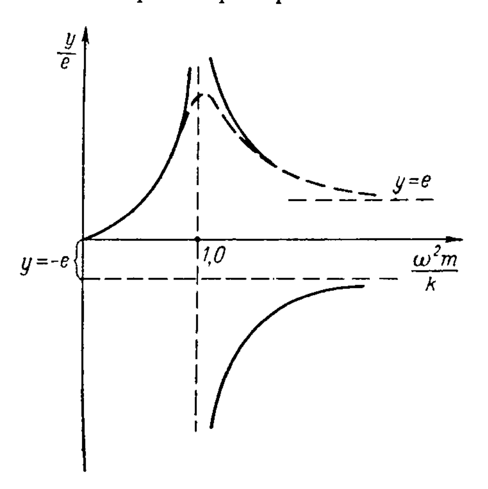


Рис. 8-2. Зависимость прогиба вала от степени приближения к резонансу

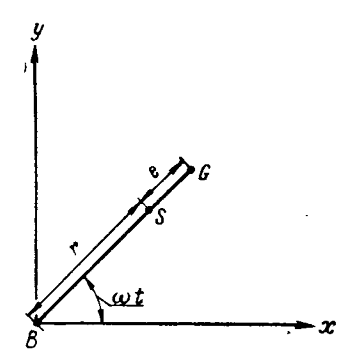


Рис. 8-3. Расположение точек B, S и G при различных скоростях вращения вала

скорости вращения, соответствующие двум указанным жесткостям подшипников.

Формуле 8-2 можно придать более удобный вид:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_c}}, \qquad (8\text{-}6)$$

где g — ускорение силы тяжести, или для критической скорости вращения

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{y_c}}, \ об/мин, \qquad (8\text{-}7)$$

где y_c — максимальный прогиб от веса G, *см*.

8-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ РОТОРА

а. **Вал на двух опорах.** При изучении поперечных колебаний вала электрической машины основное внимание уделяют расчету его критических скоростей. Правильно сконструированный вал должен иметь критические скорости вращения, достаточно удаленные от рабочих скоростей.

Принятый в электромашиностроении графический метод расчета критических скоростей обеспечивает достаточную точность, но сопряжен со значительной расчетной и графической работой.

Ниже излагается метод [34], позволяющий определять критические скорости аналитическим путем, в связи с чем он легко поддается расчету на счетно-решающей машине.

При изучении изгибных колебаний вал электрической машины на двух подшипниках рассматривается как балка на двух опорах (рис. 8-4). Задача о статическом изгибе такой балки сводится, как известно, к интегрированию следующих дифференциальных уравнений:

$$\frac{d^2M}{dx^2} = -q(x), \qquad (8\text{-}8)$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{EJ(x)}.$$

при граничных условиях

$$y(0) = y(l) = 0;$$

$$M(0) = M(l) = 0,$$

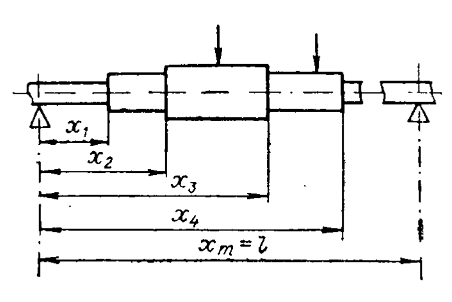


Рис. 8-4. К расчету поперечных колебаний вала

где $y(x)$ — прогиб; $M(x)$ — изгибающий момент; $q(x)$ — интенсивность нагрузки на балку; $EJ(x)$ — жесткость балки при изгибе.

Ось x направлена по оси вала. Уравнения (8-8) могут быть использованы для изучения изгибных колебаний вала, если в нагрузку включить силы инерции вала, интенсивность которых представляется выражением

$$-\frac{q(x)}{g}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}.$$

Уравнение колебаний вала относительно положения покоя может быть при этом записано в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = \frac{q(x)}{g}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2};$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{M(x, t)}{EJ(x)}, \qquad (8\text{-}9)$$

где $y(x, t)$ — динамический прогиб вала; $M(x, t)$ — динамический изгибающий момент; $y(x, t)$ и $M(x, t)$ являются гармоническими функциями времени и их можно представить в виде:

$$\begin{cases} y(x, t) = y(x)\sin\lambda t; \\ M(x, t) = M(x)\sin\lambda t, \end{cases} \qquad (8\text{-}10)$$

где $y(x)$ и $M(x)$ — форма колебаний и форма изгибающего момента,

Подставляя $y(x, t)$ и $M(x, t)$ в (8-9) и сокращая на $\sin \lambda t$, получим однородную систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d^2M}{dx^2} = -\lambda^2 \frac{q(x)}{g} y(x); \\ \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{EJ(x)} \end{cases} \quad (8\text{-}11)$$

с граничными условиями

$$y(0) = y(l) = 0; \quad M(0) = M(l) = 0.$$

Решение системы уравнений (8-11) относительно формы колебаний $y(x)$ и формы момента $M(x)$ возможно только при определенных значениях $\lambda = \lambda_k$ $(k = 1,2)$. Физически это означает, что вал с заданным распределением массы и жесткости, с заданной длиной имеет строго определенные частоты свободных колебаний. Каждой частоте λ_k соответствует своя форма колебаний $y_k(x)$ и своя форма изгибающего момента $M_k(x)$.

Сущность приводимого ниже метода заключается в том, что здесь задается форма колебаний и форма изгибающего момента, тем самым исключается двойное интегрирование и двойное дифференцирование.

Форму колебаний и форму изгибающего момента можно представить в виде рядов

$$y(x) = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \sin \frac{i\pi x}{l};$$

$$M(x) = \sum_{i=1}^{\infty} b_i \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (8\text{-}12)$$

где $\sin \frac{i\pi x}{l}$ — функция, удовлетворяющая краевым условиям; a_i и b_i — неопределенные коэффициенты.

Представляя форму колебаний и форму изгибающего момента в виде рядов (8-12), тем самым сводим задачу об определении неизвестных функций $y(x)$ и $M(x)$ к задаче о нахождении бесконечного числа коэффициентов a_i и b_i $(i = 1, 2, \ldots, \infty)$, для определения которых из (8-12) получается бесконечная система однородных алгебраических уравнений. Эта система алгебраических уравнений допускает решение только при определенных значениях $\lambda = \lambda_k$, соответствующих частотам свободных изгибных колебаний вала.

Для электрических машин интересно знать первую, иногда первые две частоты свободных изгибных колебаний.

Приближенную формулу низших частот можно получить, положив

$$\left.\begin{aligned} y(x) &= a_k \sin\frac{k\pi x}{l} \\ M(x) &= b_k \sin\frac{k\pi x}{l} \end{aligned}\right\} k = 1, 2, \ldots, \qquad (8\text{-}13)$$

т. е. оставив в разложении (8-12) только один член с индексом k.

Решение уравнений дает нижеследующую формулу для определения критических скоростей вращения вала

$$n_{кр} = \frac{30k^2\pi}{l^2}\sqrt{\frac{EJ^*g}{q^*}}, \qquad (8\text{-}14)$$

здесь $\frac{1}{J^*} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{\Delta_i}{J_i}$; J_i — момент инерции i-го участка:

$$\Delta_i = \Phi(\xi_i) - \Phi(\xi_{i-1}); \quad \xi_i = k\frac{x_i}{l};$$

$$\Phi(\xi_i) = \xi_i - \frac{\sin 2\pi\xi_i}{2\pi}.$$

Значения функции $\Phi(\xi_i)$ для различных значений ξ_i приведено в приложении 9.

$$q^* = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{m}\Delta_i q_i,$$

где q_i — погонный вес i-го участка; E — модуль упругости материала вала.

Для стального вала ($E = 2{,}1\cdot 10^6$ *кгс/см*^{2})

$$n_{кр} = \frac{4{,}3\cdot 10^6 k^2}{l^2}\sqrt{\frac{J^*}{q^*}}. \qquad (8\text{-}14а)$$

Максимальный прогиб от массы вала может быть оценен по формуле

$$\delta = \frac{9\cdot 10^4}{n_{кр}^2}, \ см. \qquad (8\text{-}14б)$$

Для проведения расчета критической скорости вала составим расчетную табл. 8-1.

Пример. Эскиз вала дан на рис. 8-4. Вес железа якоря с обмоткой 1185 *кгс*, вес коллектора 200 *кгс*;

$$q^* = 16{,}4; \quad 1/J^* = 0{,}1164;$$

$$n_{кр} = \frac{4{,}3\cdot 10^6}{154{,}6^2}\sqrt{\frac{10^3}{16{,}4\cdot 0{,}1164}} = 4100 \ об/мин.$$

Статический прогиб

$$\delta_{ст} = \left(\frac{300}{4100}\right)^2 = 0{,}0054 \ см.$$

Таблица 8-1

Исходные данные				Расчет первой теоретической скорости $k-1$				
№ участка	q_i, *кгс/см*	$J_i \times 10^{-3}$, *см*^{4}	x_i, *см*	$\xi_i = \frac{x_i}{l}$	$\Phi(\xi_i)$	$\Delta_i = \Phi(\xi_i) - \Phi(\xi_{i-1})$	$\Delta_i q_i$	$\Delta_i \frac{10^3}{J_i}$
1	0,745	0,72	2,5	0,0162	0,000027	0,000027	0,0000201	0,000037
2	0,965	1,2	10,7	0,0692	0,00226	0,002223	0,00215	0,00186
3	1,21	1,88	26,2	0,1695	0,0305	0,02824	0,034	0,0151
4	17,5	17,8	102,8	0,665	0,802	0,7715	13,5	0,044
5	24,0	10,5	117,8	0,76	0,9188	0,1168	2,8	0,0111
6	1,21	1,88	142,2	0,92	0,99663	0,07783	0,0942	0,0413
7	0,965	1,2	147,9	0,955	0,99944	0,00281	0,00271	0,00234
8	0,82	0,859	149,9	0,97	0,999823	0,000383	0,000314	0,000445
9	0,62	0,491	154,6	1,0	1,0	0,000177	0,00011	0,00036
						1,0000	16,4	0,1164

Следует, однако, иметь в виду, что не для каждого вала должен производиться такой расчет. Так, например, для тихоходных валов достаточно произвести приближенную оценку критической скорости.

Формула для приближенной оценки первой критической скорости получается исходя из следующих упрощений:

1. Вал машины заменяется эквивалентным валом равного по длине сечения $d_{экв}$. Для машины постоянного тока этим сечением может быть принята ступень вала под коллектором, а асинхронной и синхронной машин (кроме турбогенераторов) — ступень вала под посадку вентиляторов.

2. Вес ротора G принимается равномерно распределенным по длине l между опорами.

Эта формула имеет вид:

$$n_{кр} = \frac{8,45 \cdot 10^5 \cdot d^2_{экв}}{\sqrt{Gl^3}}, \text{ об/мин}, \quad (8\text{-}15)$$

где d и l — длина сечения и длина опоры, *см*; G — вес ротора, *кгс*.

Если величина $n_{кр}$, рассчитанная по формуле (8-15), будет выше рабочей скорости вращения ротора не меньше чем на 80—100%, то более точного расчета не требуется.

Так, по приближенной формуле критическая скорость ротора, рассчитанного в примере,

$$n_{кр} = \frac{8,45 \cdot 10^5 \cdot 21,5^2}{\sqrt{1600 \cdot 154,6^3}} = 5050 \text{ об/мин}.$$

В случае если рабочая скорость вращения этого ротора равна 1500 *об/мин*, то точного расчета критической скорости не требуется.

б. **Вал на двух опорах с консолью.** У вала на двух опорах с нагруженной консолью, как известно, имеются две основные критические скорости. Первая из них — низшая критическая скорость, при которой инерционные силы, действующие в пролете между опорами и на консоли, направлены в противоположные стороны.

В этом случае упругая линия имеет вид, показанный на рис. 8-5, *а*. При второй критической скорости (высшей) инерционные силы направлены согласно на рис. 8-5, *б*.

Обычно для электрических машин практическое значение имеет только первая критическая скорость.

Аналитически произвести упрощенный расчет критической скорости вала с консолью, используя при этом результаты выше-

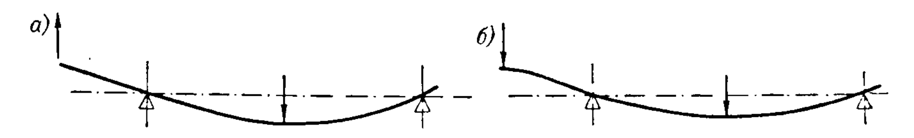


Рис. 8-5. Формы колебаний вала с консолью

приведенного расчета критической скорости в пролете, можно следующим образом:

1. Определить критическую скорость $n_{кр.к}$ для вала одинакового по длине сечения, в пролете между опорами которого действует нагрузка, равная весу якоря $G_я$, а на консоли — весу маховика $G_м$.

2. Определить критическую скорость $n_{кр}$ вала без консоли одинакового сечения с нагрузкой в пролете, равной весу якоря $G_я$.

3. Установить коэффициент влияния консоли $k_к$ на величину критической скорости, взяв отношение критических скоростей $n_{кр.к}/n_{кр}$.

Формула для расчета коэффициента $k_к$ может быть получена из частотных уравнений деформаций вала, исходя из того, что центробежные силы вращающихся масс при критической скорости должны быть уравновешены упругими силами:

$$y_1 = m_1\omega^2 y_1\lambda_{11} + m_2\omega^2 y_2\lambda_{12};$$
$$y_2 = m_2\omega^2 y_1\lambda_{21} + m_2\omega^2 y_2\lambda_{22}, \qquad (8\text{-}16)$$

где $m_1 = \frac{G_я}{g}$; $m_2 = \frac{G_м}{g}$ — массы якоря и маховика; λ_{11} и λ_{12} — податливости, характеризующие деформацию в точке от единичной силы, приложенной в той же точке; λ_{12}, λ_{21} — взаимные податливости.

По теореме взаимности $\lambda_{12} = \lambda_{21}$, так как груз, приложенный в точке *1*, вызывает прогиб в точке *2*, равный прогибу в точке *1*, вызванному такой же нагрузкой в точке *2*.

Податливости равны:

$$\lambda_{11} = \frac{1}{77}\frac{l^3}{EJ};$$

$$\lambda_{12} = \lambda_{21}\frac{l^2c}{18EJ}; \qquad (8\text{-}17)$$

$$\lambda_{22} = \frac{(l+c)\cdot c^2}{3EJ}.$$

Уравнения (8-16) могут дать для y_1 и y_2 отличные от нуля решения только в том случае, когда определитель, составленный из коэффициентов при y_1 и y_2 равен, нулю, т. е.

$$\begin{vmatrix} m_1\omega^2\lambda_{11} - 1 & m_2\omega^2\lambda_{12} \\ m_1\omega^2\lambda_{21} & m_2\omega^2\lambda_{22} - 1 \end{vmatrix} = 0, \qquad (8\text{-}18)$$

после вычисления получим

$$m_1m_2\omega^4(\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2) - \omega^2(m_1\lambda_{11} + m_2\lambda_{22}) + 1 = 0. \qquad (8\text{-}19)$$

Это биквадратное уравнение позволяет найти две критические скорости вращения, из которых низшая

$$n_{\text{кр. к}} = 300\left[\frac{(G_я\lambda_{11} + G_м\lambda_{22})}{2G_яG_м(\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)} - \frac{\sqrt{(G_я\lambda_{11} + G_м\lambda_{22})^2 - 4G_яG_м(\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)}}{2G_яG_м(\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)}\right]^{1/2}. \qquad (8\text{-}20)$$

Критическая скорость вала одинакового сечения без консоли

$$n_{\text{кр}} = 300\sqrt{\frac{1}{G_я\lambda_{11}}}. \qquad (8\text{-}21)$$

Коэффициент влияния консоли

$$k_к = \frac{n_{\text{кр. к}}}{n_{\text{кр}}} = f\left(\frac{G_я}{G_м}, \frac{c}{l}\right). \qquad (8\text{-}22)$$

Эта зависимость для различных значений $G_я/G_м$ и c/l приведена на рис. 8-6.

Определим первую критическую скорость вала на двух опорах с нагруженной консолью (п. «б»).

Длина консоли $l = 120$ *мм*; вес маховика $G_м = 1300$ *кгс*; вес якоря $G_я = 1400$ *кгс*; отношение $G_я/G_м = \frac{1400}{1300} = 1{,}08$;

$c/l = 120/1546 = 0{,}078$; из рис. 8-6 определяем $k_к = 0{,}92$. Следовательно, $n_{кр.\,к} = 0{,}92 \cdot 4100 = 3780$ *об/мин*.

в. **Вал на трех опорах.** У вала на трех опорах, так же, как у вала на двух опорах с консолью, имеются две основные критические скорости, которым соответствуют две пространственные формы колебаний вала (рис. 8-7). Обычно практическое значение имеет критическая скорость, рассчитанная по первой форме колебаний (рис. 8-7, *а*).

Частотные уравнения деформаций вала аналогичны уравнениям (8-16). Поэтому расчет критической скорости может производиться по формуле (8-20), приняв в ней податливости [31]:

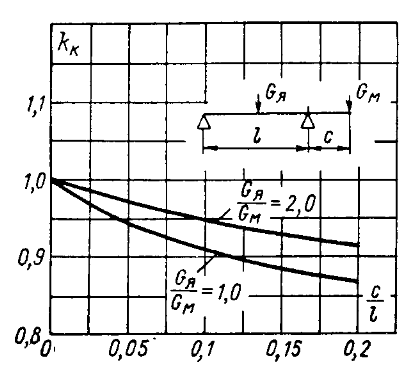


Рис. 8-6. Кривые коэффициентов влияния консоли $k_к$

$$\lambda_{11} = \frac{1}{12 l l_1 E J_1} \{4 l_1^2 (l - c_1)^2 c_1^2 - c_1 (-c_1^3 + b^2 c_1 - l_2^2 c_1)(l^2 - l_2^2 - c_1^2)\};$$

$$\lambda_{12} = \lambda_{21} = \frac{1}{12 l l_1 E J_1} \{2 l_1 l_2 c_1 c_2 (l^2 - c_1^2 - c_2^2) -$$

$$- c_2 c_1 (l^2 - l_2^2 - c_1^2)(l^2 - l_1^2 - c_2^2)\}. \qquad (8\text{-}23)$$

Меняя местами в формуле λ_{11}, l_2 и l_1 и c_2 и c_1, получим податливость λ_{22}.

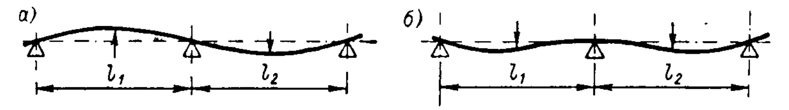


Рис. 8-7. Формы колебаний трехопорного вала

8-3. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА КРИТИЧЕСКУЮ СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ

На критическую скорость вращения влияет целый ряд факторов. К самым существенным из них относятся магнитное притяжение, податливость опор вала, гироскопическое действие масс и влияние насаженных на вал деталей (пакетов железа и втулок).

Рассмотрим кратко все эти факторы.

а. **Магнитное притяжение.** Сила одностороннего магнитного притяжения при некотором эксцентриситете ротора приводит к увеличению прогиба вала, т. е. к дополнительному эксцентриситету, который, в свою очередь, вызывает дополнительное увеличение прогиба и т. д. Когда упругая реакция изогнутого вала

становится равной силе одностороннего магнитного притяжения, смещение вала прекращается.

Установившийся прогиб вала от одностороннего магнитного притяжения будет

$$\delta_{м} = \frac{\delta_0}{1-k}; \quad k = \frac{\delta_0}{e_0}, \tag{8-24}$$

где δ_0 — пропорциональный прогиб; e_0 — начальный эксцентриситет.

Суммарный прогиб вала

$$\delta = \delta_{ст} + \delta_{м}. \tag{8-25}$$

Первая критическая скорость с учетом одностороннего магнитного притяжения приближенно определяется по формуле

$$n_{кр.\,м} = 300\sqrt{\frac{1-k}{\delta_{ст}}} = n_{кр}\sqrt{1-k}. \tag{8-26}$$

Введенная здесь поправка k, учитывающая влияние одностороннего магнитного притяжения, действительна для вала, несущего только одну нагрузку в зоне активного железа якоря.

При наличии коллектора и других дополнительных нагрузок эта поправка является несколько приближенной.

Надо иметь в виду, что в машинах постоянного тока, снабженных уравнительными соединениями, одностороннее магнитное притяжение снижается за счет появления уравнительных токов.

Для приведенного в этом параграфе примера расчета при эксцентриситете, равном 0,04 *см*, и магнитном притяжении 550 *кгс*, имеем:

пропорциональный прогиб

$$\delta_0 = \frac{550}{1400} \cdot 0{,}0054 = 0{,}0021 \text{ см};$$

коэффициент

$$k = \frac{0{,}0021}{0{,}04} = 0{,}052;$$

критическая скорость

$$n_{кр.\,м} = 4100\sqrt{1-0{,}052} = 3980 \text{ об/мин}.$$

б. Податливость опор. В большинстве случаев расчет критической скорости вращения производят в предположении, что опоры являются абсолютно жесткими.

Однако в крупных быстроходных машинах упругость опор может заметно снизить особенно вторую критическую скорость вала.

Кроме того, в последнее время появляются конструкции машин, в которых по условиям эксплуатации требуется установка упру-

гих опор. В этих случаях учет упругости опор при расчете критической скорости является обязательным.

Задача определения критической скорости вала с учетом упругости опор сводится к решению дифференциального уравнения колебаний балки с упругими опорами при соблюдении известных граничных условий.

Некоторые значения корней этого уравнения φ для основного тона колебаний в зависимости от относительной жесткости опор приведены ниже:

w	75	120	200	∞
φ	2,8	2,9	3,0	π

Относительная жесткость опор

$$w = W \frac{l^3}{EJ_{\text{экв}}}, \tag{8-27}$$

где W — жесткость опоры; $EJ_{\text{экв}}/l^3$ — жесткость вала.

Критическая скорость вращения вала с учетом упругости опор может быть приближенно рассчитана по формуле

$$n_{\text{кр. о}} = \left(\frac{\varphi}{\pi}\right)^2 n_{\text{кр}}. \tag{8-28}$$

Расчет по этой формуле в случае выполнения машины на стояковых подшипниках скольжения следует производить для значений жесткости опор в горизонтальном и вертикальном направлениях, при этом массой опор пренебрегают.

При учете массы опор их жесткость становится зависимой от скорости вращения.

Последние исследования показали, что масляная пленка в подшипниках скольжения крупных быстроходных машин переменного тока представляет собой относительно податливую среду и поэтому ее также необходимо учитывать при расчете критической скорости.

в. Влияние гироскопического эффекта вращающихся масс. На величину критической скорости может оказывать влияние гироскопическое действие вращающегося маховика большого диаметра, особенно если маховик насажен на такое место вала, где его упругая линия имеет большой наклон.

Гироскопическое действие проявляется в большинстве случаев в сопротивлении угловым перемещениям вала. Возможны также случаи, когда гироскопическое действие увеличивает прогиб.

Уменьшение или увеличение прогиба (рис. 8-8) вращающегося маховика будет зависеть от того, имеет ли место прямая или обратная прецессия, т. е. вращается ли плоскость упругой линии вала согласно с направлением вращения маховика вокруг своей оси или встречно. На практике обычно имеет место прямая прецессия, т. е. гироскопический момент стремится уменьшить прогиб, а следовательно, повысить критическую скорость вала.

Величина гироскопического момента, действующего в месте расположения маховика,

$$M_г = (J - J_1)\, \beta \omega^2, \tag{8-29}$$

где J — момент инерции маховика относительно оси; J_1 — момент инерции маховика относительно диаметра.

Для маховиков, выполненных в виде тонких дисков, при прямой прецессии

$$J - J_1 = -\frac{J_1}{2}. \tag{8-30}$$

Рассмотрим наиболее часто встречающийся в практике случай насадки маховика на свободный конец вала.

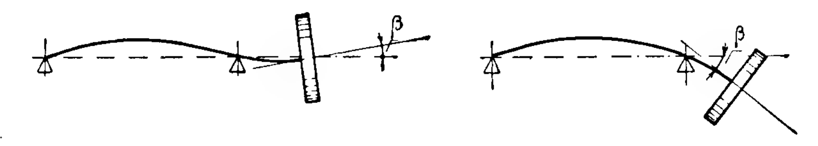


Рис. 8-8. Действие гироскопического момента на упругую линию вала

Частотные уравнения деформаций вала составляются аналогично уравнениям (8-16).

В нашем случае, кроме инерционных сил вращающихся масс маховика и якоря, на свободном конце возникает гироскопический момент $M_г$, величина которого зависит от величины угла поворота β маховика.

Составим уравнение деформаций для случая прямой прецессии вала:

$$y = m\omega^2 y\lambda_{11} + \chi J_1 \omega^2 \lambda_{12м} y';$$
$$y' = m\omega^2 y\lambda'_{12} + \chi J_1 \omega^2 \lambda'_{22} y'. \tag{8-31}$$

Преобразовав выражения, получим:

$$y(m\omega^2\lambda_{11} - 1) + \chi J_1 \omega^2 \lambda_{12м} y' = 0;$$
$$y'(m\omega^2\lambda_{12} - 1) + \chi J_1 \omega^2 \lambda'_{22} y' = 0. \tag{8-32}$$

Здесь y' — угол наклона упругой линии под диском; λ_{11} — податливость от силы; λ_{21} — податливость от момента; λ_{12} — угловая податливость от силы; λ_{22} — угловая податливость от момента, $\chi = -1$.

Для случая когда y и y' отличны от нуля, определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных, равен нулю:

$$\begin{vmatrix} m\omega^2\lambda_{22} - 1 & -\chi\omega^2\lambda_{22м} \\ m\omega^2\lambda'_{22} & -\chi\omega^2\lambda_{22м} - 1 \end{vmatrix} = 0, \tag{8-33}$$

после вычисления получим

$$m\omega^4 \chi J_1 (\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2) - \omega^2 (m\lambda_{11} + \chi J_1 \lambda_{22}) + 1 = 0. \tag{8-34}$$

Это биквадратное уравнение позволяет найти критические скорости вращения

$$\omega_{1,2,3,4} = \pm \left[\frac{m\lambda_{11} + \chi J_1 \lambda_{22}}{2\chi J_2 (\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)} \pm \right.$$

$$\left. \pm \frac{\sqrt{(m\lambda_{11} + \chi J_1\lambda_{22})^2 - 4\chi J_1 (\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)}}{2\chi J_2 (\lambda_{11}\lambda_{22} - \lambda_{12}^2)} \right]^{1/2}. \quad (8\text{-}35)$$

Упругие линии вала изображены на рис. 8-8.

Для случая обратной прецессии в формуле для гироскопического момента $M_г$ момент инерции маховика должен быть:

$$J - J_1 = \frac{3}{2} J_1, \quad \text{т. е. } \chi = 3. \quad (8\text{-}36)$$

Взяв отношение критической скорости с учетом гироскопического действия маховика к критической скорости без учета этого действия, при соответствующей форме колебаний можно установить коэффициент влияния гироскопического эффекта на критическую скорость.

г. Влияние насаженных на вал деталей. Влияние втулок, насаженных на вал, сказывается тем больше, чем они длиннее и чем жестче запрессованы на вал. При запрессованных длинных втулках эффективный момент инерции сечения нужно находить как сумму моментов инерции вала и втулки на длине, равной длине втулки за вычетом диаметра вала. Влиянием коротких втулок $l = d \div 1{,}5d$ на жесткость можно пренебречь.

Влиянием насаженного пакета стали на жесткость вала следует также пренебречь, так как, во-первых, в нем возможны нарушения сплошности насадки, обусловленные шихтовкой стали, а во-вторых, ступень вала под пакетом, как правило, мало влияет на жесткость вала.

8-4. КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВТОРОГО РОДА

Кроме обычной критической скорости, которая возбуждается небалансом ротора, в горизонтальных валах возникает повышенная вибрация при скорости вращения, равной половине критической.

В вертикальных машинах эта вибрация отсутствует. Это явление известно под названием критической скорости второго рода. Возбуждаются указанные вибрации весом ротора совместно с двойной жесткостью.

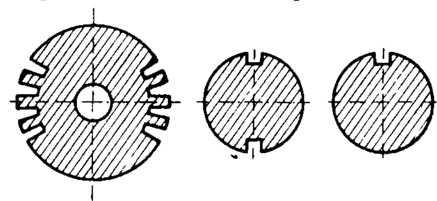


Рис. 8-9. Двойная жесткость роторов

На рис. 8-9 видно, что двойная жесткость двухполюсного ротора обусловлена наличием больших зубцов в пазовой зоне бочки и двух пазов для токоподвода в зоне хвостовины.

В машинах постоянного тока и асинхронных двигателях двойная жесткость ротора вызвана шпоночными канавками, выполняемыми для фиксации на валу от проворачивания железа якоря, коллектора и вентилятора.

Наличие двойной жесткости в роторе приводит к тому, что даже при отсутствии в роторе небаланса на опоры действует возбуждающая сила, которая в течение одного оборота два раза меняет свою величину.

Если среднее значение жесткости вала принять равным k, то при вращении его с угловой скоростью ω жесткость вала изменяется по закону:

$$k_\omega = k + \Delta k \sin 2\omega t, \qquad (8\text{-}37)$$

где

$$k = \frac{k_d + k_q}{2}; \quad \Delta k = \frac{k_d - k_q}{2}$$

(k_d — жесткость вала по продольной оси ротора; k_q — жесткость вала по поперечной оси ротора).

Амплитуда возмущающей силы двойной частоты, действующей на опоры, будет

$$P_{2\omega} = \frac{k_d - k_q}{k_d + k_q} G, \qquad (8\text{-}38)$$

где G — вес ротора.

Если вал вращается со скоростью, в два раза меньшей критической, то импульсы этой силы имеют частоту, равную частоте собственных колебаний, вследствие чего возникает повышенная вибрация.

Устранение двойной жесткости в роторах малошумных машин должно производиться при отношении

$$\frac{k_d - k_q}{k_d + k_q} \geqslant 0{,}03. \qquad (8\text{-}39)$$

В роторах турбогенераторов в зоне бочки двойная жесткость устраняется созданием дополнительных канавок в больших зубцах. В зоне хвостовин вместо двух пазов для токоподводов выполняется четыре паза, из которых два не заполнены.

В случаях когда двойная жесткость бочки ротора и хвостовины (каждая в отдельности) допустима с точки зрения вибрации, то ротор и хвостовина должны обязательно находиться в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Двойная жесткость валов со шпоночными канавками в меньшей степени влияет на вибрацию. Поэтому устранять шпоночные канавки следует только в тех случаях, когда расчеты жесткости по двум осям дают явно неудовлетворительный результат.

В этих случаях шпоночные соединения железа якоря, коллектора и вентилятора следует заменять горячей посадкой или вместо одной шпонки применять три, расположенные относительно друг друга под углом 120° (рис. 8-10).

Шпоночные соединения отдельных деталей не должны располагаться на валу в одной плоскости. Они должны быть смещены относительно друг друга.

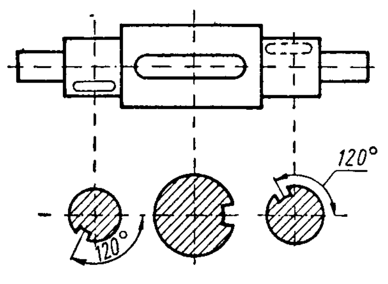


Рис. 8-10. Расположение шпоночных пазов в валу

Пример. Рассчитаем ориентировочно, какие уровни вертикальной вибрации возбуждаются двойной жесткостью ротора в случае, если машина амортизирована.

Исходные данные:

скорость вращения ротора $n = 3000$ *об/мин*; $\omega = 314$ *1/сек*; жесткость ротора по продольной оси $k_d = 25 \cdot 10^4$ *кгс/см*; по поперечной оси $k_q = 22 \cdot 10^4$ *кгс/см*; вес ротора $G = 2000$ *кгс*; масса машины $M = 7{,}0$ *кгс·сек²/см*; податливость амортизации по вертикальной оси $\lambda_a = 10^{-5}$ *см/кгс*.

Решение. 1. Величина возбуждающих сил

$$P_{2\omega} = \frac{(25 - 22) \cdot 10^4}{(25 + 22) \cdot 10^4} \cdot 2000 = 130 \text{ кгс}.$$

2. Механический импеданс машины

$$z_{\text{м}} = 2 \cdot 314 \cdot 7{,}0 - \frac{1}{2 \cdot 314 \cdot 10^{-5}} = 4240 \text{ кгс·сек/см}.$$

3. Вибрация машины:

$$\dot{y}_{2\omega} = \frac{130}{4240} = 0{,}03 \text{ см/сек};$$

$$L = 20 \lg \frac{2 \cdot 314 \cdot 0{,}03}{3 \cdot 10^{-2}} = 49 \text{ дб}.$$

8-5. УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ

Одной из основных причин вибрации вращающегося ротора и всей машины в целом является неуравновешенность ротора (небаланс). Рассматривая наиболее часто встречающуюся в практике конструкцию жесткого ротора [17], можно указать на три возможных случая его небаланса (рис. 8-11).

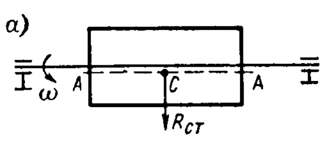
а. Статический небаланс (рис. 8-11, *а*). В этом случае центробежная сила небаланса вызывает на опорах одинаковые по величине и совпадающие по фазе вибрации $\dot{A}_1 = \dot{A}_2$.

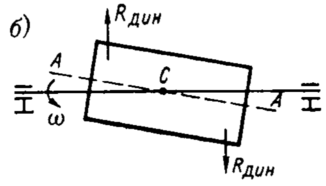
б. Динамический небаланс (рис. 8-11, *б*). При этом пара центробежных сил небаланса вызывает на опорах одинаковые по величине и противоположные по фазе вибрации $\dot{A}_1 = -\dot{A}_2$.

в. Смешанный небаланс (рис. 8-11, *в*). В этом случае остаточный небаланс ротора приводится к паре сил (случай «б») и к радиальной силе, приложенной в центре тяжести ротора (случай «а»), вибрации опор здесь отличаются как по величине, так и по фазе $\dot{A}_1 \neq \dot{A}_2$.

Наиболее распространенным в практике является случай «в».

Неуравновешенности могут быть устранены путем установки добавочных грузов, которые бы привели к компенсации небаланса.





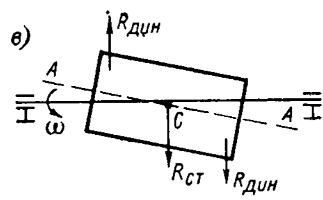


Рис. 8-11. Возможные случаи небаланса

Обычно указанные грузы устанавливаются в двух плоскостях ротора, в специальных круговых канавках с радиусом *r*.

Так, например, при статическом небалансе масса $m_{\text{неб}}$ приводится к радиусу *r* следующим образом:

$$\dot{m}_{\text{неб}} = \frac{e}{r} M, \qquad (8\text{-}40)$$

где *M* — масса ротора; *e* — смещение центра тяжести ротора.

При динамическом небалансе компенсирующие массы определяются для каждой половины отдельно. Ротор считается уравновешенным, если он не передает на свои опоры центробежных сил или если эти силы не превышают установленных допусков. Ниже рассмотрим часто встречающийся в практике случай балансировки жесткого ротора в собственных подшипниках. Балансировка производится в режиме холостого хода при рабочей скорости вращения или в случае большой величины небаланса при пониженной скорости, которая выбирается такой, чтобы вибрация опор не превосходила установленной нормы более чем в 3—4 раза.

При чисто статическом небалансе скорость колебаний опор

$$\dot{y} = \frac{M\omega^2 e}{z_{\text{м}}}, \qquad (8\text{-}41)$$

амплитуда вибрации

$$\dot{A}_1 = \frac{M\omega e}{z_{\text{м}}} = \dot{m}_{\text{неб}} \left(\frac{\omega r}{z_{\text{м}}}\right) = \dot{m}_{\text{неб}} k, \qquad (8\text{-}42)$$

где $z_{\text{м}}$ — механический импеданс машины.

Величина $\omega r / z_{\text{м}} = k$ характеризует балансировочную чувствительность машины. В уравнении (8-42) $\dot{m}_{\text{неб}}$ и $\dot{k}$ — неизвестные векторные величины, которые связаны с вращающейся сов-

местно с ротором системой координат. Вектор $\dot{A}_1$ получаем, измерив амплитуду и фазу вибрации опор при исходном пуске.

Для определения $m_{\text{неб}}$ необходимо иметь второе уравнение, которое получим по результатам второго пуска ротора с пробным грузом $\dot{m}_{\text{пр}}$:

$$\dot{A}_2 = k(m_{\text{неб}} + \dot{m}_{\text{пр}}). \tag{8-43}$$

Из уравнений (8-42) и (8-43) имеем

$$\dot{m}_{\text{неб}} = \dot{m}_{\text{пр}} \frac{\dot{A}_1}{\dot{A}_2 - \dot{A}_1}. \tag{8-44}$$

Так как $m_{\text{ур}} = -m_{\text{неб}}$, то

$$\dot{m}_{\text{ур}} = \dot{m}_{\text{пр}} \frac{-\dot{A}_1}{\dot{A}_2 - \dot{A}_1}. \tag{8-45}$$

На рис. 8-12 дано векторное решение уравнения (8-45). Из векторной диаграммы видно, что если вектор приращения вибрации пробного груза $\dot{A}_2 - \dot{A}_1$ окажется равным и противоположно направленным к вектору исходной вибрации A_1, то ротор будет уравновешен, поскольку вибрация A_2 окажется равной нулю.

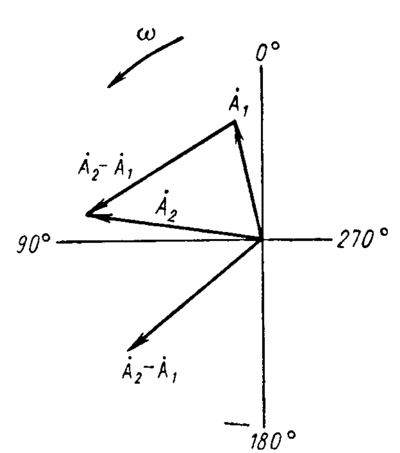


Рис. 8-12. Векторное решение уравнения (8-45)

Решая уравнения (8-42) и (8-43) относительно k, получим

$$k = \frac{\dot{A}_2 - \dot{A}_1}{\dot{m}_{\text{пр}}}. \tag{8-46}$$

Чувствительность для ротора данного типа и применяемой аппаратуры определяют по результатам балансировки, после чего уравновешивание однотипного ротора можно проводить с использованием известной величины k.

Используя выражение (8-45), имеем

$$\dot{m}_{\text{ур}} = -\frac{A_1}{k}, \tag{8-47}$$

откуда видно, что уже после первого пуска вибрация может быть значительно снижена.

Ниже для удобства запись векторных величин будем производить в полярных координатах, имея при этом в виду, что все операции на векторах должны производиться принятым в математике способом.

Так, например, если два вектора в полярных координатах равны, $\dot{A}_1 = 25 \angle 40°$ и $\dot{A}_2 = 10 \angle 10°$, то их отношение

$$\frac{\dot{A}_1}{\dot{A}_2} = \frac{25 \underline{|40°}}{10 \underline{|10°}} = 2{,}5 \underline{|30°}.$$

Рассмотрим пример компенсации статического небаланса при одноплоскостной балансировке.

При исходном пуске вибрация каждой из опор $\dot{A}_1 = 60$ *мкм* $\angle 20°$. При пуске с пробным грузом $\dot{m}_{пр} = 1{,}2$ *кгс* $\angle 70°$ вибрации опор оказались равными $\dot{A}_2 = 75 \angle 80°$. Строим на диаграмме (рис. 8-12) $\dot{A}_1$ и $\dot{A}_2$ и находим, что $\dot{A}_2 - \dot{A}_1 = 69 \angle 130°$.

Уравновешивающий груз

$$\dot{m}_{ур} = \dot{m}_{пр} \cdot \frac{-\dot{A}_1}{\dot{A}_2 - \dot{A}_1} = 1{,}2 \underline{|70°} \cdot \frac{60 \underline{|20° + 180°}}{69 \underline{|130°}} =$$

$$= 1{,}2 \underline{|70°} \cdot 0{,}87 \underline{|70°} = 1{,}04 \underline{|140°},$$

т. е. пробный груз надо умножить на 0,87 и повернуть на угол $\varphi = 70°$ по направлению вращения.

Балансировочная чувствительность

$$k = \frac{\dot{A}_2 - \dot{A}_1}{\dot{m}_{пр}} = \frac{69 \underline{|130°}}{1{,}2 \underline{|70°}} = 57 \frac{мкм}{кгс} \underline{|60°}.$$

Если перед началом балансировки была бы принята система разметки ротора против вращения, а неподвижной шкалы отсчета фазы — по вращению, то измеренные векторы вибрации оказались бы равными своим зеркальным отражениям относительно оси 0—180°: $\dot{A}_1 = 60 \angle 340°$, $\dot{A}_2 = 75 \angle 280°$.

Весь расчетный треугольник оказался бы в четвертом квадранте. Пробный груз был бы $\dot{m}_{пр} = 1{,}2 \angle 290°$.

Надо иметь в виду, что весь цикл уравновешивания в связи с неизбежными погрешностями при измерениях вибрации, установке грузов, а также наличии в некоторых случаях нелинейных соотношений между небалансом и вибрацией требует нескольких пусков.

Рассмотрим случай двухплоскостной балансировки при смешанном небалансе.

Вибрация опор *I* и *II* равны:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{I} &= \dot{A}' + \dot{A}''; \\ \dot{A}_{II} &= \dot{A}' - \dot{A}'', \end{aligned} \qquad (8\text{-}48)$$

где $\dot{A}'$ — вибрация от статического небаланса; A'' — вибрация от динамического небаланса.

Решаем уравнение (8-48) на векторной диаграмме (рис. 8-13):

$$\begin{aligned} \dot{A}' &= \frac{\dot{A}_{I} + \dot{A}_{II}}{2}; \\ A'' &= \frac{\dot{A}_{I} - \dot{A}_{II}}{2}. \end{aligned} \qquad (8\text{-}49)$$

Вибрации $\dot{A}'$ и $\dot{A}''$ в практике называют симметричными и кососимметричными составляющими вибрации опор.

Статическая и динамическая составляющие небаланса уравновешиваются раздельно: первая — по симметричным, вторая — по кососимметричным составляющим вибрации опор.

Расчет уравновешивающих систем грузов производится по тем же формулам (8-45) и (8-47), но в них вместо вибрации опор, подставляют соответствующие составляющие этих вибраций.

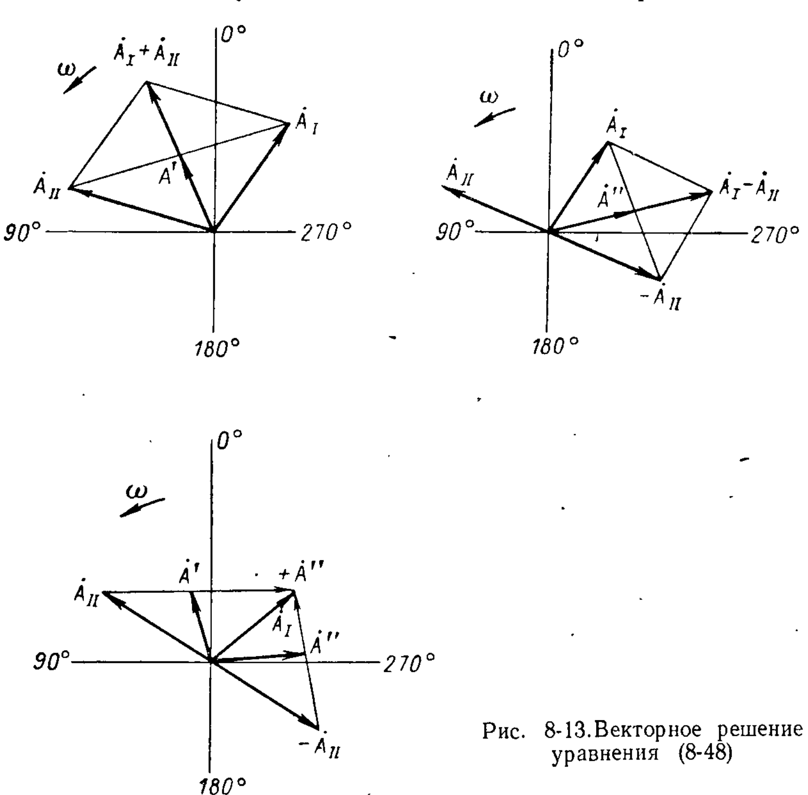


Рис. 8-13. Векторное решение уравнения (8-48)

При уравновешивании статической составляющей небаланса: $\dot{m}_{пр}$ — вектор пробного груза, входящего в статическую систему;

$$\dot{A}_1 = \frac{\dot{A}_{1I} + \dot{A}_{1II}}{2}; \quad \dot{A}_2 = \frac{\dot{A}_{2I} + \dot{A}_{2II}}{2}, \qquad (8\text{-}50)$$

k' — балансировочная чувствительность к статической составляющей небаланса; $\dot{m}_{пр}$ — вектор пробного груза, входящего в динамическую систему:

$$\dot{A}_1 = \frac{\dot{A}_{1I} - \dot{A}_{1II}}{2}; \quad \dot{A}_2 = \frac{\dot{A}_{2I} - \dot{A}_{2II}}{2}, \qquad (8\text{-}51)$$

k'' — балансировочная чувствительность к динамической составляющей небаланса.

Для обоих случаев $\dot{A}_{1I}$ — вектор вибрации опоры I при первом пуске ; $\dot{A}_{1II}$ — то же для опоры II; $\dot{A}_{2I}$ — вектор вибрации опоры I при втором пуске с пробным грузом; $\dot{A}_{2II}$ — то же для опоры II.

Рассмотрим динамическую двухплоскостную балансировку ротора синхронного генератора мощностью 800 *квт* при скорости вращения 1500 *об/мин*.

Балансировку будем производить по вертикальным вибрациям, которые равны: для опоры I $\dot{A}_{1I} = 80 \angle 110°$; для опоры II $\dot{A}_{1II} = 20 \angle 170°$. По диаграмме рис. 8-14 находим полусумму $\dot{A}_1' = 46 \angle 122°$ и полуразность $A_1'' = 36 \angle 96°$.

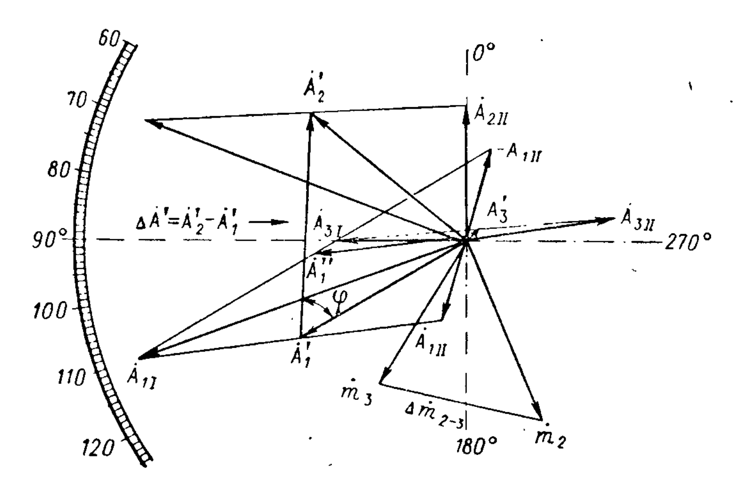


Рис. 8-14. Векторное определение величины остаточной неуравновешенности ротора

Балансировку начинаем с уравновешивания статического небаланса.

Устанавливаем в каждой из плоскостей исправления по одному грузу одинакового веса и под одним и тем же углом к нулевому радиусу. Вес и угол установки пробной системы грузов выбраны произвольно — по 1 *кгс* на угол 200°.

При втором пуске вертикальные вибрации оказались следующими:

$$\dot{A}_{2I} = 76 \underline{|70°}; \quad \dot{A}_{2II} = 34 \underline{|0}.$$

Выделяем симметричную составляющую вибрации $\dot{A}_2'$ и определяем по диаграмме вектор

$$\Delta\dot{A}_1 = \dot{A}_2' - A_1' = 53 \underline{|357°}.$$

Определяем уравновешивающие грузы:

$$\dot{m}_{\text{ур}} = m_{\text{пр}} \frac{-\dot{A}_1}{\dot{A}_2' - \dot{A}_1'} = 1{,}0 \underline{|200} \cdot \frac{46 \underline{|122° + 180°}}{53 \underline{|357°}} = 0{,}87 \underline{|145}.$$

Уравновешивающий груз меньше пробного, так как приращение $\Delta\dot{A}_1'$ больше исходной вибрации $\dot{A}_1'$, и повернут на угол $\varphi = -55°$, т. е. против вращения ротора.

Сняв пробную систему грузов и установив расчетную уравновешивающую, производим третий пуск машины. Измеренные вибрации:

$$\dot{A}_{3I} = 30\,|\underline{90^\circ}; \quad \dot{A}_{3II} = 44\,|\underline{280^\circ}.$$

Полусумма этих вибраций будет составлять всего 7 *мкм* ($\dot{A}_3 = 7\,\angle 303^\circ$). Балансировочная чувствительность ротора k по результатам трех пусков составляет в среднем $56\,\angle 160^\circ$.

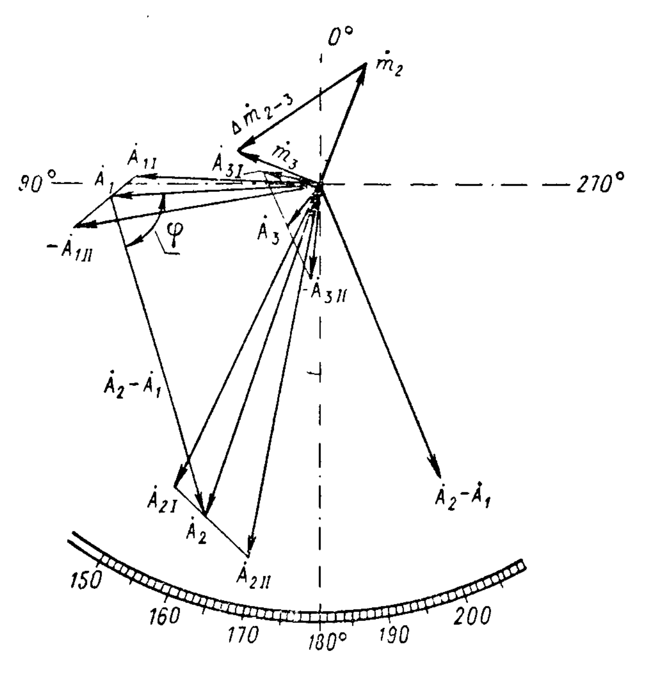


Рис. 8-15. Векторное определение величины остаточной неуравновешенности ротора

Следовательно, остаточный статический небаланс невелик и можно переходить к уравновешиванию динамической составляющей небаланса.

Вибрации опор при третьем пуске являются исходными для уравновешивания динамической составляющей небаланса; обозначим их поэтому

$$\dot{A}_{1I} = 30\,|\underline{90^\circ} \text{ и } \dot{A}_{1II} = 44\,|\underline{280^\circ}.$$

Определяем полуразность этих векторов $\dot{A}_1' = 37\,\angle 96^\circ$ (рис. 8-15).

Устанавливаем на ротор пробную динамическую систему грузов, углы установки которых отличаются на 180°:

$$\dot{m}_{\text{пр}\,I} = 2{,}5\,|\underline{350^\circ}; \quad \dot{m}_{\text{пр}\,II} = 2{,}5\,|\underline{170^\circ}.$$

При пуске с этими грузами измерены вибрации:

$$\dot{A}_{2I} = 66\,|\underline{155^\circ}; \quad \dot{A}_{2II} = 75\,|\underline{349^\circ}.$$

Определяем их полуразность $\dot{A}_2$ и приращение $\dot{A}_2 - \dot{A}_1 = 65\,\angle 193^\circ$.

Рассчитываем уравновешивающую пару грузов:

для плоскости *I*

$$\dot{m}_{\text{ур}\,I} = 2{,}5\,\underline{|\,350^\circ}\cdot\frac{37\,\underline{|\,96^\circ + 180^\circ}}{65\,\underline{|\,193^\circ}} = 1{,}42\,\underline{|\,83^\circ},$$

для плоскости *II*

$$\dot{m}_{\text{ур}\,II} = 1{,}42\,\underline{|\,263^\circ}.$$

При пуске ротора с рассчитанной парой грузов, поставленной после снятия пробной, вибрация опор значительно снизилась.

Балансировочная чувствительность ротора k составляет в среднем 23 $\angle$ 198°.

Небаланс, оставшийся в роторе после балансировки, называется остаточным.

Допускаемая остаточная неуравновешенность (рис. 8-16, *а*), и нормы вибрации (рис. 8-16, *б*) зависят от назначения машины и

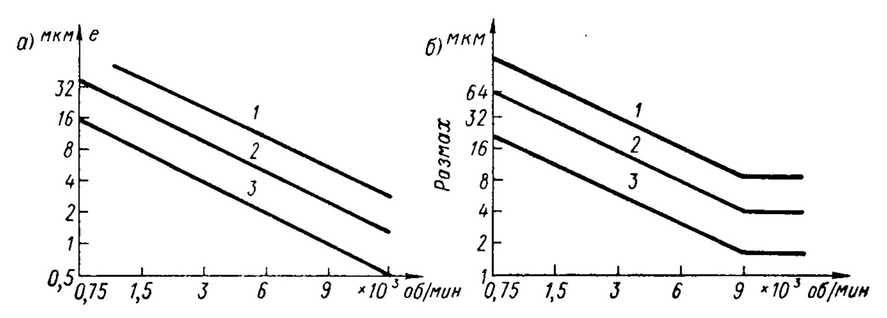


Рис. 8-16. Нормы вибрации для машин с жесткими роторами

класса точности. По [17] нормы вибрации для машин с жесткими роторами весом от 3 до 1000 *кгс* не должны превышать уровней, указанных на рис. 8-16, *б*. Здесь прямая *1* соответствует вибрации машин общепромышленного применения; прямая *2* — вибрации машин с повышенными требованиями по спокойствию хода (например, электродвигатели для шлифовальных станков); прямая *3* — вибрации машин с особо жесткими требованиями по уровню вибрации. Что касается жестких роторов весом более 1000 *кгс*, а также гибких роторов, то допустимые уровни их вибрации устанавливаются обычно внутризаводскими нормалями, а в особых случаях оговариваются заказчиком электрооборудования.

По ГОСТ 16921—71 в качестве нормируемого параметра вибрации, создаваемой электрической машиной, принимают наибольшие из эффективных значений вибрационные скорости.

Для машин общего и специального применения весом от 0,25 до 2000 *кгс* указанным ГОСТ устанавливаются восемь классов: 0,28; 0,45; 0,7; 1,1; 1,8; 2,8; 4,5; 7,0. Индексы классов соответствуют максимально допустимой для данного класса вибрационной скорости, т. е., например, классу вибрации 0,28 соответствует скорость 0,28 *мм/сек*, классу 0,45 — скорость 0,45 *мм/сек* и т. д.

В технически обоснованных случаях по согласованию между заказчиком и предприятием-изготовителем допускается предъявление более жестких требований, чем для класса 0,28.

Класс вибрации для машин отдельных типов выбирают конструктор и заказчик с учетом конкретных данных по машине.

Ниже приводятся рекомендуемые классы вибрации для машин различного назначения в зависимости от высоты оси вращения.

Высота оси вращения, *мм*	80	80—132	132—225	225
Классы вибрации для машин:				
общепромышленного назначения	1,1	1,8	2,8	4,5
с повышенными требованиями по вибрации	0,7	1,1	1,8	2,8
с жесткими требованиями по вибрации	0,45	0,7	1,1	1,8

8-6. ТЕПЛОВОЙ НЕБАЛАНС

Тепловой небаланс роторов вызывается неравномерным нагревом или охлаждением активной зоны ротора и встречается в турбогенераторах с воздушным и непосредственным водяным охлаждением. Тепловая несимметрия ротора, возникающая особенно при работе машины под нагрузкой, приводит к тепловому изгибу вала, в результате чего значительно увеличивается небаланс ротора.

При этом возрастание вибраций обычно происходит с постоянной времени нагрева ротора.

Несимметричный нагрев роторов турбогенераторов может возникнуть по следующим причинам:

а) витковое замыкание в обмотке ротора;

б) неравномерная толщина пазовой изоляции обмотки ротора, вследствие чего перепады температур в различных пазах будут отличаться друг от друга;

в) неравномерное распределение охлаждающей воды по отдельным параллельным ветвям ротора при водяном охлаждении.

Допустим, что одна из вышеуказанных причин может вызвать тепловую несимметрию бочки ротора турбогенератора, в результате которой одна сторона бочки ротора будет иметь температуру выше, чем диаметрально противоположная сторона на величину ΔT. Причем для упрощения расчетов предположим, что температура по сечению ротора меняется по линейному закону.

При таком допущении бочка ротора искривится по дуге окружности с радиусом кривизны ρ (рис. 8-17):

$$\rho = \frac{0,8d}{\alpha \Delta T}, \tag{8-52}$$

где d — диаметр бочки ротора; α — коэффициент теплового линейного расширения (для стали $\alpha = 0,000012$ *мм*/(*мм·град*).

Тепловой прогиб ротора с длиной бочки L и длиной хвостовин l (рис. 8-17) составит

$$\delta = \frac{Ll\Delta T\alpha}{1,6d}. \quad (8\text{-}53)$$

Этот прогиб при весе ротора G (*кгс*) вызовет тепловой небаланс $G\delta$.

Если ограничить δ для роторов весом более 1 *тс* величиной не более 2 *мкм*, то допустимая тепловая несимметрия составит менее 0,2 *град*.

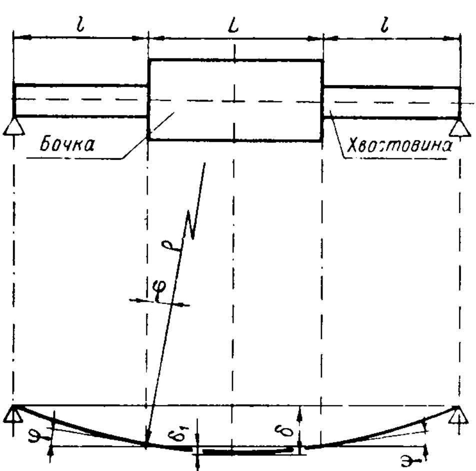


Рис. 8-17. К расчету теплового прогиба ротора

Многочисленные исследования показали, что тепловой изгиб особенно в крупных турбогенераторах возможен также при совершенно равномерном нагреве ротора.

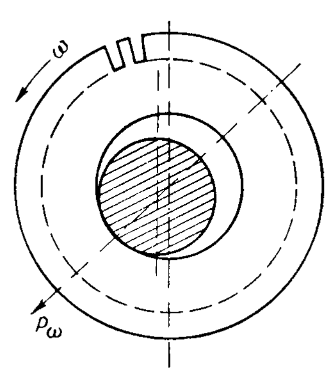


Рис. 8-18. Перемещение пакета железа ротора при ослабленной его посадке на валу

Существует мнение, что этот изгиб вызван наличием внутренних остаточных напряжений в бочке ротора от термомеханической обработки поковки, из которой изготовлен ротор.

В крупных быстроходных машинах с шихтованными роторами несимметричный нагрев вала может возникнуть вследствие разъединения посадки железа ротора на вал. Такое разъединение возможно особенно при работе машины под нагрузкой, когда расширение пакета железа ротора происходит не только от центробежных сил, но и от выделяемых потерь в роторе.

Разъединение посадки в некоторых случаях может вызвать также нестабильность вибраций машины во времени вследствие непрерывного перемещения пакета железа на валу.

Физическая картина изменения вибрации во времени в этом случае представляется следующим образом.

Ослабление посадки железа ротора под действием центробежных сил и теплового расширения пакета при его ориентации относительно вала (рис. 8-18) приводит к тому, что вал изгибается

в направлении, указанном стрелкой. Такой изгиб обусловлен тем, что участок вала, контактирующий с пакетом, имеет более высокую температуру, чем его противоположная сторона.

Нарастание теплового прогиба сопровождается увеличением вибрации до тех пор, пока центробежные силы, развиваемые пакетом на радиусе теплового прогиба, не переместят его на полную величину зазора, образовавшегося в результате освобождения посадки. После перемещения пакета произойдет выравнивание прогиба, а затем его нарастание в противоположную сторону, в результате произойдет временное спадание вибрации и их последующее нарастание до максимальной величины.

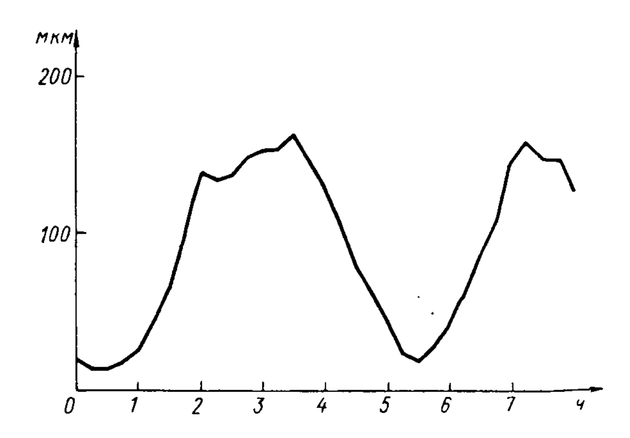


Рис. 8-19. Изменение вибрации машины во времени при освобожденной посадке пакета якоря

На рис. 8-19 показан график изменения вибрации во времени крупной быстроходной машины постоянного тока, у которой наблюдалось освобождение посадки железа якоря. Периодичность изменения вибрации на этой машине составляла 6 *ч*.

Устранение тепловой несимметрии роторов, вызывающей увеличение небаланса при работе машины под нагрузкой, может быть достигнуто прежде всего устранением причин, вызывающих ее. Однако в их числе кроме причин технологического характера есть причины, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации (витковые замыкания, неравномерное распределение охлаждающей воды по отдельным параллельным ветвям ротора).

Задачей конструирования малошумных машин является ослабление действия факторов, вызывающих небаланс. В таких случаях необходимо по возможности выполнять ротор более жестким.

В быстроходных машинах постоянного тока и асинхронных электродвигателях следует применять горячие посадки железа на вал.

8-7. ВИБРАЦИЯ ОТ ОВАЛЬНОСТИ ЦАПФ РОТОРА

Овальность цапф ротора (рис. 8-20), так же как и двойная жесткость, вызывает вибрации удвоенной частоты вращения 2ω. Допускаемая овальность для цапф различного диаметра оговаривается нормами ГОСТ 3325—50. Ниже приведены допуски на овальности цапф, обработанных по различным классам точности:

Диаметр цапфы, *мм*	35	45	65	90	100	120
Овальность цапфы для подшипников качения класса точности, *мкм*:						
Н, П и В	8	8	10	12	12	12
А и С	3	3	3	4	4	4

Как видно, максимальная овальность цапф в пределах 3—4 *мкм* оговаривается ГОСТ только для подшипников класса точности А и С. Для подшипников Н, П и В овальность цапф допускается в пределах 8—12 *мкм*.

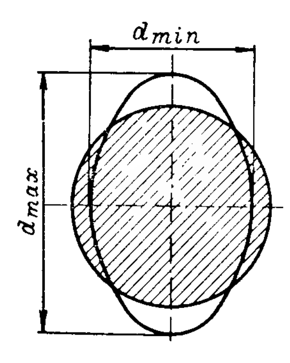


Рис. 8-20. Овальность цапфы ротора

Разумеется, что для достижения минимума вибраций овальность цапф должна быть минимальной, однако имеющееся оборудование на некоторых заводах не обеспечивает высокой точности обработки по первому классу.

Рассмотрим, как отражаются на уровнях вибраций перечисленные выше источники возбуждения.

Оценку влияния величины овальности цапф на уровень вибрации 2ω произведем по величине

$$\varepsilon = r_{max} - r_{min}.$$

Для упрощения расчета предположим, что соответственно радиусы обеих цапф r_{max} и r_{min} лежат в одной плоскости. При этом перемещение центра тяжести ротора по вертикальной оси составит

$$y = \frac{\varepsilon}{2} \sin 2\omega t. \tag{8-54}$$

Амплитудные значения ускорения центра тяжести ротора и динамической силы, действующих на опоры, равны:

$$\ddot{y} = 2\omega^2 \varepsilon; \quad P_{2\omega} = 2\omega^2 m\varepsilon, \tag{8-55}$$

где m — масса ротора.

Овальность цапф особенно влияет на величину вибраций в крупных быстроходных электрических машинах с диаметром цапф 100—120 *мм* и более, выполненных на подшипниках качения.

Ослабить влияние овальности можно только уменьшением ее величины, т. е. более тщательной обработкой. Для малошумных

машин следует обрабатывать валы (в местах посадки подшипников) по первому классу точности, при этом допуск на овальность в соответствии с ГОСТ 3325—55 не должен превышать 1/4 величины поля допусков на обработку.

8-8. ВИБРАЦИЯ МАШИН, ВОЗБУЖДАЕМАЯ НЕБАЛАНСОМ

Роторы различных типов электрических машин имеют свои конструктивные особенности и поэтому поддаются уравновешиванию с различной степенью точности.

а. Самая высокая точность уравновешивания может быть достигнута в асинхронных двигателях с короткозамкнутыми роторами, у которых первая критическая скорость выше рабочей скорости ротора. Роторы этих машин термически стабильны во времени и практически не меняют свой небаланс в эксплуатации.

б. Якори машин постоянного тока и явнополюсные роторы синхронных машин имеют более высокий остаточный небаланс, приходящийся на единицу массы ротора.

Стабильность вибрации указанных машин достигается особой технологией формовки и запечки коллекторов и обмоток роторов.

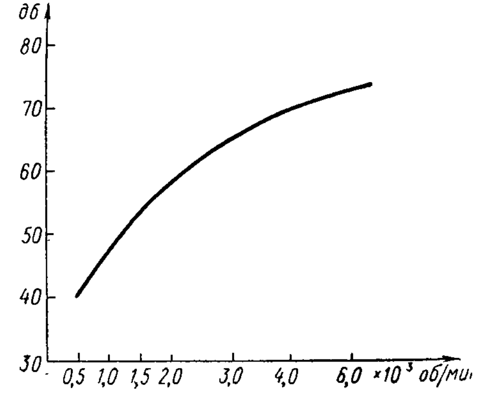


Рис. 8-21. Зависимость уровня вибрации машин в децибелах от скорости вращения

в. Самые высокие вибрации наблюдаются в машинах с гибкими роторами, у которых рабочая скорость вращения выше первой и второй критической скорости ротора. Роторы этих машин особенно чувствительны к тепловой несимметрии и требуют дополнительной балансировки ротора в собранной машине.

Вибрация машины, возбуждаемая небалансом, практически не поддается расчету из-за невозможности предопределить распределение остаточной неуравновешенности во всем объеме ротора. В самом простом случае, когда в роторе имеется чисто статический небаланс, центр тяжести машины совпадает с центром жесткости амортизирующего крепления и жесткость ротора при изгибе значительно выше жесткости амортизирующего крепления, расчет вибрации можно производить как для одномассовой системы, в которой расчетными элементами являются масса машины и жесткость амортизации.

При гибком роторе, жесткость которого соизмерима с жесткостью амортизации, расчет следует производить как для двухмассовой системы, в которой расчетными элементами являются массы статора и ротора, а также жесткость ротора при изгибе и жесткость амортизации. Вибрация машины в децибелах, измеренная по ускорению, будет тем выше, чем быстроходнее машина. Имеющийся опыт показывает, что при возрастании скорости вращения в два раза уровень вибрации, возбуждаемой небалансом, повышается примерно на 6 *дб*.

На рис. 8-21 показана ориентировочная зависимость уровня вибрации от скорости вращения, построенная по результатам испытаний машин различной быстроходности.

8-9. ЦЕНТРОВКА ЛИНИИ ВАЛА

При работе электрических машин в агрегате уровень вибрации во многом зависит от правильного сопряжения роторов машин и механизмов, входящих в состав агрегата, т. е. от их центровки.

Эта операция состоит в такой выверке опор и сопрягаемых фланцев, при которой обеспечивается отсутствие смещения и излома линии вала.



Рис. 8-22. К центровке линии вала

Правильное сопряжение роторов (рис. 8-22, *б*) обеспечивается выполнением следующих требований:

перед соединением роторы должны быть расположены так, чтобы их упругие линии являлись продолжением друг друга без смещения и излома в плоскости сопряжения;

при соединении фланцев должна быть строго соблюдена их параллельность.

Невыполнение хотя бы одного из указанных требований (рис. 8-22, *а*) вызывает повышенную вибрацию агрегата на частоте вращения.

Влияние степени расцентровки на уровень вибрации может быть уменьшено путем применения упругих муфт.

В случае применения муфт надо иметь в виду, что они могут сами быть источником вибрации вследствие своей неуравновешенности.

Кроме того, при использовании зубчатых муфт или муфт с пальцами вращающий момент может передаваться не всем элементам сцепления. В результате этого на каждую из полумуфт действует радиальная неуравновешенная сила, вращающаяся вместе с муфтой. В предельном случае, когда вращающий момент передается одним зубом или одним пальцем, неуравновешенная

сила достигает наибольшей величины, и вибрация агрегата будет максимальной.

Упругие муфты при правильном их монтаже обеспечивают нормальную работу агрегатов при расцентровке, достигающей 0,2—0,3 *мм*.

Допуски на несоосность валов устанавливаются в зависимости от типа соединительной муфты. Ниже приведены примерные значения допустимых отклонений при центровке валов в турбогенераторах:

Тип муфты	жесткая	полужесткая	зубчатая
Смещение осей, *мм*	0,02	0,03	0,04
Излом на 1 *м* диаметра муфты, *мм*	0,05	0,06	0,08

8-10. КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Простейшим, наиболее распространенным случаем системы с крутильными колебаниями вала является агрегат, состоящий из генератора и дизеля.

Для снижения напряжений от крутильных колебаний в валу и элементах ротора сочленение дизеля с генератором часто производится при помощи эластичной муфты.

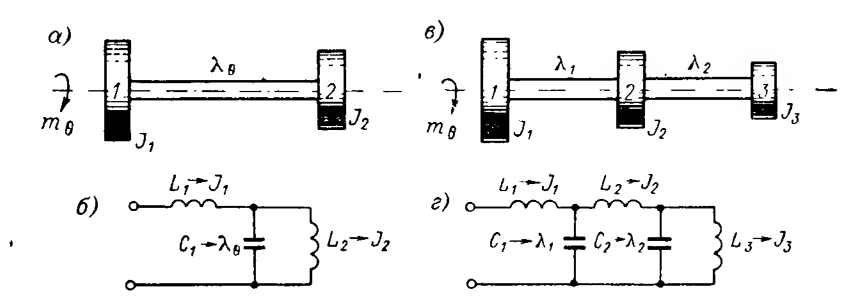


Рис. 8-23. К расчету крутильных колебаний: *а*, *б* — крутильные колебания двухмассовой системы; *в*, *г* — крутильные колебания трехмассовой системы

Для уменьшения неравномерности хода дизеля и более устойчивой работы генератора на венец ведущей полумуфты или приводной конец вала дизеля насаживается маховик.

Расчет крутильных колебаний такой установки приводится к колебаниям вала с угловой податливостью λ_θ, на концах которого насажены две массы: с одной стороны — маховик с моментом инерции J_2, а с другой стороны — ротор с моментом инерции J_1, масса которого сосредоточена в центре тяжести рис. 8-23, *а*. Участок вала считается безынерционным, а вес его входит в массы на концах. На рис. 8-23, *б* приведен электрический аналог этой системы. Механический импеданс этой системы

$$z_\theta = \frac{1}{\dfrac{1}{\omega J_2} - \omega\lambda_\theta} + \omega J_1. \qquad (8\text{-}56)$$

Приравнивая это выражение нулю, получим формулу для критической частоты двух колеблющихся масс:

$$\omega J_2 + \omega J_1 = \omega^3 J_1 J_2 \lambda_\theta, \tag{8-57}$$

откуда

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{\lambda_\theta}\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}. \tag{8-58}$$

Здесь податливость λ_θ равна сумме податливостей эластичной муфты и всех ступеней вала между массами.

Податливость цилиндрического участка вала длиной l и диаметром d

$$\lambda_\theta = \frac{32}{\pi G}\frac{l}{d^4}, \tag{8-59}$$

где G — модуль упругости при сдвиге (для стали $G = 8{,}1 \times \times 10^5$ *кгс/см*^{2}).

Момент инерции

$$J = \frac{\gamma}{g}\frac{\pi}{32} l d^4, \tag{8-60}$$

где γ — плотность.

Для системы с тремя массами (рис. 8-23, *в*) возможны две формы колебаний. Первая форма — меньшая частота, когда две соседние массы вращаются в колебательном движении в одну сторону, а третья (крайняя) — в противоположную. При этом на валу оказывается один узел колебаний. Вторая форма — большая частота, когда две крайние массы вращаются в колебательном движении в одну сторону, а третья (средняя масса) — в противоположную. При этом на валу получается два узла колебаний.

Критические частоты этих двух форм колебаний могут быть определены, если приравнять импеданс (рис. 8-23, *г*) нулю.

В этом случае

$$2\omega_{12}^2 = \frac{1}{\lambda_1}\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right) + \frac{1}{\lambda_2}\left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3}\right) \pm$$

$$\pm \sqrt{\left[\frac{1}{\lambda_1}\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right) + \frac{1}{\lambda_2}\left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3}\right)\right]^2 - \frac{4}{\lambda_1\lambda_2}\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}}. \tag{8-61}$$

Система, имеющая i масс на упругом валу, имеет $i - 1$ частот собственных крутильных колебаний, причем каждой частоте соответствует своя вполне определенная форма колебаний.

Опасными получаются те колебания, которые резонируют с какой-либо из гармонических пульсирующих момента первичного двигателя.

Вращающийся момент дизеля колеблется в определенных пределах около своего среднего значения, равного приложенному

моменту сопротивления. Основная частота пульсаций, налагающихся на средний момент,

$$f = \frac{nh}{60}, \text{ гц}, \tag{8-62}$$

где n — скорость вращения, *об/мин*; h — число импульсов возмущающей силы за один оборот вала.

Число импульсов возмущающей силы h зависит от числа цилиндров двигателя, числа тактов работы, порядка вспышек и других факторов. Значения величин h и k для различных дизелей приведены ниже:

Число цилиндров	1	2	3	4	5	6
Значение h для дизелей:						
двухтактных	1	2	3	4	5	6
четырехтактных . . .	0,5	1	1,5	2	2,5	3
Значение k для дизелей:						
двухтактных	1,3	0,4	0,19	0,11	0,075	0,055
четырехтактных . . .	—	1,4	0,45	0,2	0,14	0,1

При определении величины момента инерции ротора J, необходимого для устойчивой работы дизель-генератора, руководствуются следующими соображениями.

Выбранный момент инерции должен в основном обеспечивать:

правильную работу регулятора скорости дизеля при сбросе нагрузки;

заданную степень неравномерности дизеля;

маховой момент должен гарантировать достаточное удаление от резонанса, т. е. находиться между собственными и вынужденными колебаниями.

Так как момент инерции самого ротора генератора в некоторых случаях, особенно при импульсной нагрузке, не обеспечивает выполнения вышеуказанных условий, то требуется установка маховика.

Суммарный момент инерции якоря и маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности δ, различен для разного типа дизелей и должен определяться заводом—поставщиком дизелей.

В случае отсутствия подобных данных можно с некоторым приближением вычислить величину J, отвечающую определенному значению коэффициента неравномерности δ, по следующей формуле:

$$J = \frac{22P_N k}{4g(n/100)^3 \delta}, \text{ кгс·м·сек}^2, \tag{8-63}$$

где P_N — номинальная мощность, *квт*; k — коэффициент, зависящий от характеристики дизеля (см. выше).

Коэффициент неравномерности δ может быть принят равным $^1/_{100} \div ^1/_{250}$ и менее. Верхний предел принимается в случаях, когда высокая точность поддержания напряжения не имеет существенного значения.

Глава девятая

ВИБРАЦИЯ, ВОЗБУЖДАЕМАЯ ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

9-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В электрических машинах наибольшее применение находят радиальные шарикоподшипники (рис. 9-1, *а*), радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 9-1, *б*) и роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 9-1, *в*).

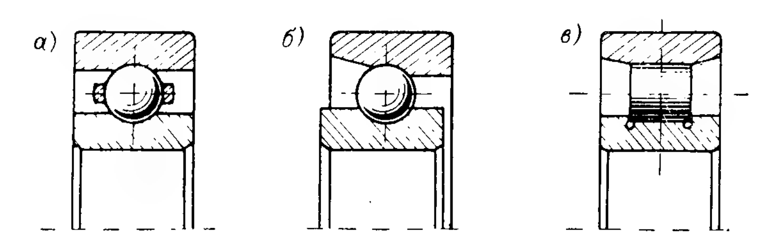


Рис. 9-1. Типы подшипников: *а* — радиальный шарикоподшипник, *б* — радиально-упорный шарикоподшипник, *в* — роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами

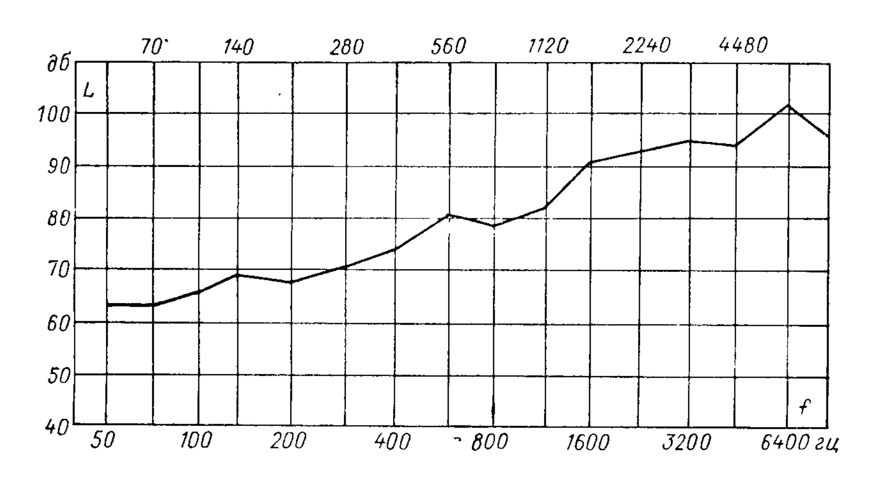


Рис. 9-2. Спектрограмма вибрации шарикоподшипника диаметром 100 *мм*

Шарико- и роликоподшипники изготавливаются различных классов точности: Н — нормального; П — повышенного; В — высокого; А — особо высокого и С — сверхвысокого. Класс точности по ГОСТ 520—55 определяет точность изготовления подшипника, но не связан с величиной радиального зазора, который

для любого класса может быть как нормальным, так и увеличенным.

Практика показывает, что подшипники качения являются наиболее интенсивным источником вибрации во многих типах машин и особенно быстроходных. На рис. 9-2 приведен спектр вибраций шарикоподшипника диаметром 100 *мм* при скорости вращения 1500 *об/мин*, измеренных на наружном кольце свободно установленного подшипника. Как видно из спектрограммы, подшипник возбуждает вибрации в широком диапазоне частот.

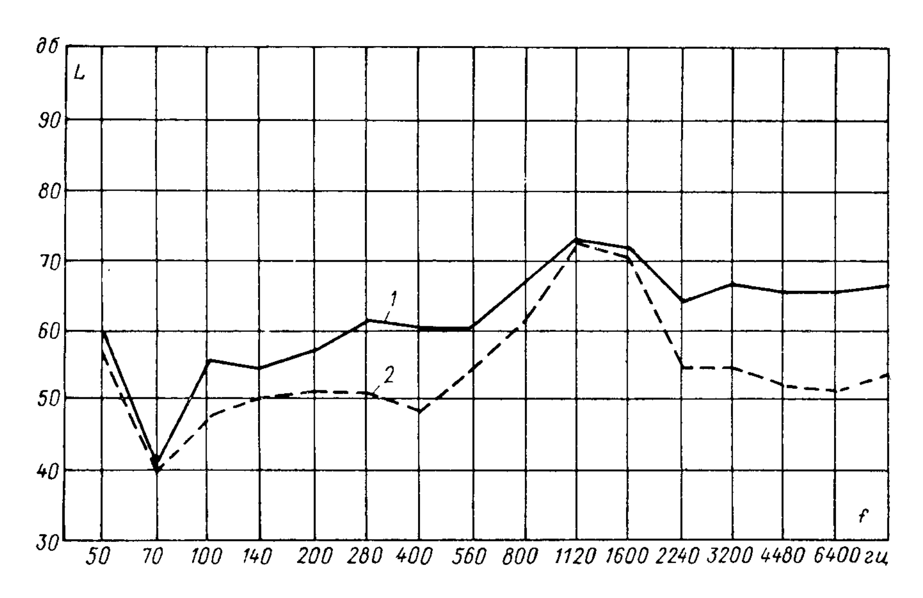


Рис. 9-3. Спектрограмма вибрации электродвигателя мощностью 45 *квт* при скорости вращения 3000 *об/мин* на подшипниках качения (кривая *1*) и скольжения (кривая *2*)

Для суждения о влиянии подшипников качения на уровень вибраций машины на рис. 9-3 дано сопоставление спектров вибраций машины мощностью 45 *квт* при скорости вращения 3000 *об/мин* с подшипниками качения (*1*) и скольжения (*2*). Как видно, весь спектр частот, кроме магнитных (1200 *гц*) и небаланса (50 *гц*), обусловлен шумом подшипников качения.

Для того чтобы обеспечить малошумную работу подшипников, необходимо предъявить ряд требований к конструкции и производству. Наряду с этим, приступая к проектированию малошумной машины, необходимо тщательно изучить требования заказчика в отношении дополнительных нагрузок, воспринимаемых машиной и ее подшипниками, так как от этих требований во многом зависит конструкция подшипниковых узлов и их малошумность.

9-2. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ И ПРОИЗВОДСТВУ

Выбор типоразмера подшипника. Чем меньше диаметр подшипника, тем меньше возбуждаемые ими вибрации и шум.

Исследованиями установлено, что с увеличением внутреннего диаметра подшипника уровень вибрации возрастает примерно на 1—2 *дб* на каждые 5 *мм* увеличения диаметра. Установлено также, что уровни громкости шума подшипников увеличиваются по мере увеличения диаметров шариков. Так, например, при равных внутренних диаметрах подшипников серии № 300 и № 200 последние имеют меньший уровень шума на 3—5 *дб* при прочих равных условиях. Учитывая, что переменные усилия, действующие на подшипниковые узлы машины, воспринимаются наружными кольцами подшипников и передаются ими на подшипниковые щиты; существенное значение имеют демпфирующие свойства щитов и промежуточных капсюлей.

Некоторое влияние на уровень громкости шума подшипников оказывает конструкция и материал сепараторов. Хорошие виброакустические характеристики получены у подшипников со штампованными сепараторами. Развал гнезд массивных сепараторов повышал уровень вибрации подшипника в основном в высокочастотной части спектра.

Размер подшипника со стороны привода обычно подбирается по приводному концу вала, необходимого для передачи вращающего момента. В ряде случаев этот подшипник имеет больший диаметр, чем это требуется по действующим нагрузкам и требуемой долговечности. Чтобы не создавать больших запасов по долговечности подшипников, необходимо в таких случаях вал выполнять из высокопрочной стали. При конструировании самого ротора следует иметь в виду, что гибкий ротор с критической скоростью ниже рабочей скорости оказывает неблагоприятное воздействие на работу подшипников.

При выборе типа подшипников следует отдавать предпочтение шарикоподшипникам перед роликоподшипниками, так как последние имеют повышенный уровень громкости шума.

Требования к соосности. При изготовлении машины должна быть обеспечена соосность посадочных мест на валу и в корпусе. Особенно чувствительны к несоосности радиально-упорные подшипники, скомплектованные по системе «дуплекс» (рис. 9-4, *а*) и «триплекс» (рис. 9-4, *б*), так как они ограничивают угловую подвижность опор ротора. Для уменьшения шума этих подшипников применяют конструкцию самоустанавливающихся опор с промежуточным капсюлем и шаровым поясом.

Соосность нарушается также в случае погнутости вала или прогиба его вследствие недостаточной жесткости под действием сил статического и динамического небаланса.

Требование к обработке посадочных мест. Допуски на отклонение от правильных геометрических форм посадочных мест (цапфы

вала и гнезда в подшипниковых щитах), а также чистота обработки их поверхностей должны строго соответствовать требованиям ГОСТ для выбранного класса точности подшипников. Если подшипники качения туго насаживаются на неточно обработанный

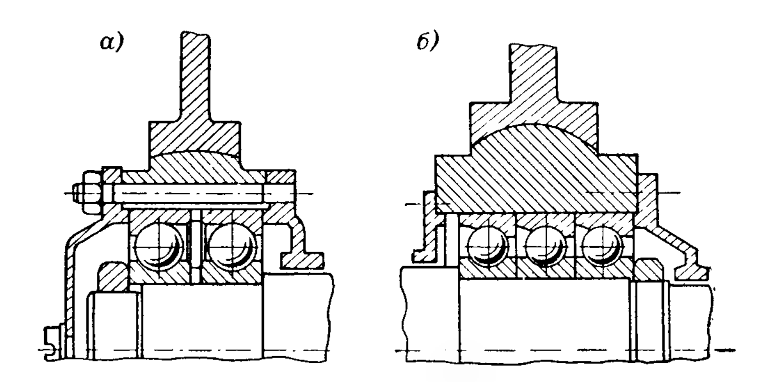


Рис. 9-4. Самоустанавливающиеся подшипниковые узлы, скомплектованные по системе: *а* — «дуплекс», *б* — «триплекс»

вал, то погрешности вала могут передаться на дорожку качения внутреннего кольца и проявляться там в виде повышенной волнистости. Грязь и прочие инородные тела в подшипнике и в смазке, могут вдавливаться в дорожку качения и привести к увеличению шума.

Выбор посадок. Правильный выбор посадок должен обеспечивать фиксацию внутреннего и наружного кольца от проворачивания и сохранение необходимых радиальных зазоров.

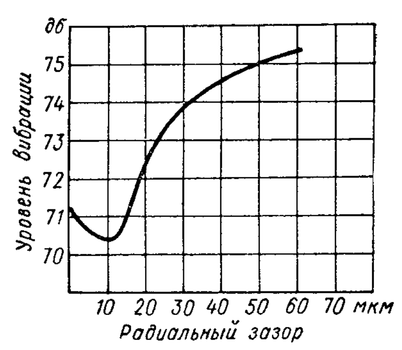


Рис. 9-5. Зависимость шума подшипников от величины радиального зазора (подшипник № 204)

Учитывая, что окончательная величина рабочего радиального зазора зависит от посадки внутреннего кольца на вал и наружного в щит, а также от установившейся разности температур внутреннего и наружного кольца в рабочем режиме машины, выбор начальных зазоров в подшипнике имеет важное значение.

Некоторые фирмы рекомендуют для уменьшения подшипникового шума ограничить рабочий радиальный зазор в пределах 3—9 *мкм*. Известно, что чрезмерно большой радиальный зазор приводит к увеличению шума в области низких частот, а уменьшенные зазоры вызывают увеличение шума в области высоких частот.

На рис. 9-5 показана типичная зависимость шума подшипника от величины радиального зазора (подшипник № 204).

Тип посадки наружных колец в щиты влияет на звукопроводность вибрации. Плотные посадки улучшают звукопроводность и, следовательно, способствуют увеличению шума. Менее плотные посадки более благоприятны, так как допускают демпфирование колебаний наружных колец масляными пленками в местах контакта подшипника со щитом. Однако чрезмерно слабые посадки наружных колец могут вызвать дребезжание. Наиболее благоприятными посадками являются: плотная $П_1$ — на вал, скользящая $С_1$ — для наружного кольца в подшипниковый щит.

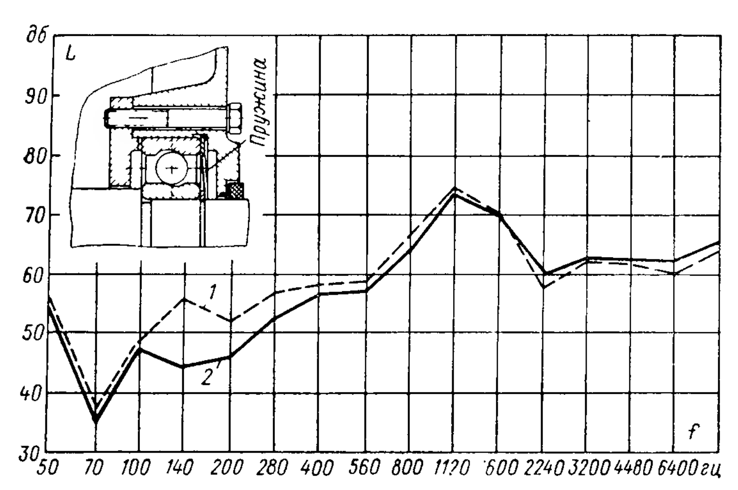


Рис. 9-6. Спектрограмма вибрации машины 30 *квт*, 3000 *об/мин* с осевым натягом подшипника (кривая *2*) и без осевого натяга (кривая *1*)

Предварительный осевой натяг. Исследованиями установлено, что устранение внутренних зазоров в шарикоподшипниках при помощи пружинного осевого натяга в ряде случаев приводит к улучшению виброакустических характеристик машины. На рис. 9-6 приведен спектр вибрации машины мощностью 30 *квт* при скорости вращения 3000 *об/мин* с осевым натягом подшипника (*2*) и без него (*1*), в котором в качестве упругого элемента применяется волновая пружина.

Некоторые фирмы предлагают осевую нагрузку T определять по эмпирической формуле:

$$T = (0{,}4 \div 0{,}6)\, d, \text{ кгс},$$

где d — внутренний диаметр подшипника, *мм*.

Приведенная формула является ориентировочной и поэтому она пригодна для определения только необходимой жесткости пружин. Окончательное давление должно устанавливаться экспе-

риментально, для чего конструкция осевого натяга должна допускать регулировку натяга пружины. Основным требованием, предъявляемым к конструкции осевого натяга, является равномерное распределение давления по окружности наружного кольца подшипника.

Следует, однако, отметить, что указанный способ снижения уровня громкости шума и вибрации подшипников при помощи осевого натяга не является обязательным для всех машин. Опыт показывает, что в ряде случаев осевой натяг не приводил к заметному улучшению виброакустических характеристик. Поэтому окончательное решение о необходимости применения осевого натяга, особенно во вновь проектируемой машине, должен решаться экспериментальным путем.

Выбор смазки. При выборе типа смазки в основном руководствуются эксплуатационными данными смазок. Однако в последнее время установлено, что смазка может влиять на виброакустические характеристики машины. Поэтому при выборе типа смазки для малошумных машин надо руководствоваться следующим:

1. Не рекомендуется применять слишком густую смазку, так как она плохо демпфирует вибрации тел качения. Гидродинамическая смазка должна препятствовать износу и заеданию, которые возможны между телами качения, сепаратором и дорожками качения. Сухое трение приводит к увеличению шума. Особенно это возможно при низких температурах.

2. Не следует закладывать слишком большое или недостаточное количество смазки в масляную камеру. Камера должна быть заполнена на 50%.

3. Не должно быть шлака на дорожках качения обойм подшипников, накопившегося вследствие окисления смазки, либо длительной эксплуатации. Особенно это возможно, когда температура колец выше температуры смазки. Поэтому важно, чтобы конструкция подшипника позволяла производить замену смазки с тщательной промывкой подшипника от следов старой отработанной смазки. Особенно это важно для судовых машин, где такую замену желательно производить без разборки подшипникового узла.

Перерождение смазки и ее затвердевание наблюдалось в машинах с подшипниковыми токами.

Смазка должна обеспечивать стабильность своих свойств при консервации и хранении машины до ввода ее в эксплуатацию. От этого будет зависеть сохранение виброакустических характеристик подшипников.

Консистентная смазка после длительного хранения машины в неблагоприятных условиях может распасться на составляющие. Выделяющийся в результате окисления смазки лаковый осадок вызывает шероховатость дорожек качения, снять которую можно только тщательной промывкой подшипников.

Требования к уплотнениям подшипников. Тип и конструкция уплотнения зависят от требований, предъявляемых к машине в целом, по защите от окружающей среды (пыль, влага, пары кислот).

Правильно сконструированное уплотнение должно удовлетворять следующим требованиям:

1. Не допускать проникновения пыли, влаги и паров кислот в полость подшипника.

2. Не допускать вытекания жидкой фракции смазки из полости подшипника.

3. Обеспечивать при щелевом уплотнении отсутствие задевания уплотнения за вал; при трущемся уплотнении — отсутствие сухого трения и больших потерь в уплотнении.

Неудовлетворительная работа уплотнений сказывается на спектре вибрации. Обычно задевание щелевого уплотнения вызывает повышение вибрации и уровня громкости шума на низких частотах. При трущемся уплотнении большой натяг и отсутствие смазки в некоторых машинах вызывали повышение вибрации в средней полосе частот 300—1000 *гц*. Интенсивность этой вибрации падает по мере приработки уплотнений.

Транспортировка и хранение. Малошумные машины требуют осторожного обращения при транспортировке и хранении.

В настоящее время имеется ряд случаев ухудшения виброакустических характеристик машин после их транспортировки к месту эксплуатации. Установлено, что при перевозке машин по железной дороге, особенно на далекие расстояния, возможно бринелирование дорожек качения шарико- и роликоподшипников. Бринелирование подшипников может также возникнуть в результате длительного воздействия вибрации фундамента на невращающуюся машину. Одним из возможных способов устранения бринелирования подшипников является установка машины на амортизаторы.

9-3. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При изготовлении деталей подшипников имеют место отклонения геометрических форм и размеров в пределах допусков нормированных соответствующими ГОСТ. Этими отклонениями в значительной мере обусловлены вибрация и шум подшипников.

Наиболее существенными из них являются: радиальный и осевой бой колец; овальность, гранность и конусность колец; разноразмерность шариков; овальность и гранность шариков; допуски в гнездах сепараторов; волнистость и шероховатость дорожек качения.

Рассмотрим более подробно указанные источники вибрации.

1. Радиальный бой внутреннего кольца подшипника вызывает вибрации, подобные остаточному небалансу ротора. Радиальный бой наружных колец нарушает соосность в подшипниковых узлах.

Боковое биение торцов внутренних и наружных колец вызвано их непараллельностью, которая приводит к перекосу внутреннего кольца относительно наружного при установке подшипника в машину. Величина указанного боя тем меньше, чем выше прецизионность подшипника. Так, например, по существующим ГОСТ, в подшипниках класса точности С указанный бой в 5 раз меньше, чем в подшипниках класса Н.

2. Овальность и конусность колец по ГОСТ 520—55 допускается в пределах 0,5 от допуска на диаметр для подшипников класса Н и 0,25 от допуска на диаметр для подшипников класса точности С. Овальность колец является причиной вибрации с двойной частотой вращения

$$f = \frac{2n}{60}, \text{ гц}. \tag{9-1}$$

3. Частота вибрации возбуждаемой разноразмерностью шариков зависит от скорости вращения сепаратора и конкретного распределения разноразмерных шариков в подшипнике.

При равномерном чередовании в подшипнике шариков большого и малого размера эта частота будет

$$f = \frac{r_1}{r_1 + r_2} \frac{z}{2} \frac{n}{60}, \text{ гц}, \tag{9-2}$$

где r_1 и r_2 — радиусы дорожек качения внутреннего и наружного колец; z — число тел качения.

4. Овальность и гранность тел качения зависит от класса точности подшипников. Для класса точности С она в 5 раз меньше, чем для подшипников класса Н. Частота вибрации, вызванная гранностью тел качения,

$$f = \frac{D_0}{d_ш}\left(1 - \frac{d_ш^2}{D_0^2}\right)\frac{z}{2}\frac{k_1 n}{60}, \text{ гц}, \tag{9-3}$$

где D_0 — диаметр по центрам тел качения; $d_ш$ — диаметр тел качения; k_1 — число граней.

Точный расчет частоты по этой формуле затруднен в связи со случайным расположением граней на телах качения.

5. Зазоры в гнездах сепараторов являются существенным источником вибрации подшипников. Чрезмерно большие зазоры приводят к смещению сепаратора на величину зазора и появлению вибрации частотой

$$f = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{d_ш}{D_0}\right)\frac{n}{60}, \text{ гц}. \tag{9-4}$$

Такую же частоту имеет неуравновешенность сепаратора. Малые зазоры могут быть причиной залегания шариков и нарушения кинематики вращения подшипника, что также вызывает повышенный шум.

6. Возникающие в подшипниковых узлах динамические импульсы от волнистости не имеют периодического характера. Частота и спектр вибраций, обусловленный этими причинами, нестабильны. Составляющие этого шума лежат преимущественно в области высоких частот. Некоторые фирмы рекомендуют применительно к дорожкам качения шариковых подшипников волнистостью считать углубления, превышающие 0,1 *мкм* с длиной волны, соизмеримой с радиусом шариков.

Частота, обусловленная волнистостью, равна

$$f = \frac{m}{2}\left(1 \pm \frac{d_{ш}}{D_0}\right)\frac{n}{60}, \text{ гц}, \tag{9-5}$$

где m — число волнистостей по окружности дорожки качения внутреннего или наружного кольца.

Шероховатость поверхностей качения имеет меньшее значение в шумообразовании подшипников из-за малого расстояния между отдельными выступами по сравнению с радиусами шариков.

Кроме указанных причин возможны локальные дефекты на дорожках качения.

К числу таких дефектов можно отнести местное бринелирование дорожек качения при транспортировке машин по железной дороге.

Частота этой вибрации

$$f = \frac{z}{2}\left(1 \pm \frac{d_{ш}}{D_0}\right)k_2\frac{n}{60}, \text{ гц}, \tag{9-6}$$

где k_2 — число дефектов на дорожках качения.

Знак минус принимается при наличии дефектов на внутреннем кольце, а знак плюс — при наличии дефектов на наружном кольце.

Вибрация подшипников возбуждается также периодическими изменениями жесткости подшипника при перекатывании тел качения.

Частота этой вибрации

$$f = \frac{z}{2}\left(1 - \frac{d_{ш}}{D_0}\right)\frac{n}{60}, \text{ гц}. \tag{9-7}$$

На уровень вибрации с этой частотой кроме жесткости колец влияют радиальный зазор и величина нагрузки на подшипник.

Все указанные выше причины вибрации подшипников и частоты, вызванные теми или иными источниками, трудно обнаруживаются в спектре вибрации машины.

Произведенные измерения вибрации наружных колец подшипников при их обособленной работе вне машины показывают, что между отдельными подшипниками одного и того же типа и размера существует большой разброс спектров. Это указывает на то, что существующее оборудование не позволяет изготовить под-

шипники, не отличающиеся друг от друга по микрогеометрии поверхностей дорожек и тел качения. Большой разброс, доходящий до 15—20 *дб*, наблюдается в зоне высоких частот, где особенно проявляется микрогеометрия подшипника. Этим частично и объясняется, что в одинаковых машинах, выполненных по одним и тем же чертежам, нельзя гарантировать одинаковые виброакустические характеристики.

Глава десятая

ШУМ ЩЕТОЧНОГО АППАРАТА

10-1. ПРИЧИНЫ ЩЕТОЧНОГО ШУМА

Шум щеток вызывается в основном следующими причинами [53]:

а) плохим состоянием поверхности коллектора (выступание отдельных пластин и прокладок, биение коллектора и др.);

б) большими зазорами между щеткой и щеткодержателем; недостаточным давлением на щетку; перекосом щетки вследствие неправильного приложения давления на щетку; недостаточно жесткой конструкцией щеткодержателя, щеточных бракетов и траверсы;

в) процессами, происходящими в самом скользящем контакте.

Причины, указанные в пп. «а» и «б», носят чисто конструктивный и технологический характер. Устранение этих причин должно производиться на стадии проектирования и изготовления электрической машины.

Что касается п. «в», то этот шум вызван рядом факторов и требует особого рассмотрения.

10-2. ШУМ СКОЛЬЗЯЩЕГО КОНТАКТА

При идеальном изготовлении коллектора и щеточного аппарата шум щеток проявляется как «шелест», легко отличимый от шума магнитного и аэродинамического происхождения. Этот шелест меняет свою интенсивность при переходе от холостого хода к нагрузке.

Отмечая состояние щеточного контакта, необходимо указать на следующее: при эксплуатации машины коллектор или кольца постепенно теряют свой первоначальный цвет. Вызвано это образованием пленки, состоящей из слоя окиси меди (Cu_2O, CuO) и слоя мелких прилипших к поверхности частиц углерода. Последний образуется в результате износа щеток, который растет с токовой нагрузкой и практически мал при холостом ходе. Образование этого слоя связано также с полярностью щеток. Образовав-

шаяся на коллекторе или кольцах пленка оказывает влияние на коммутацию и шум. Чем больше нагрузка, тем больше износ щеток и тем лучше поверхность коллектора или колец «смазывается» щеточной пылью. При холостом ходе происходит срабатывание контактной поверхности и сухое трение щеток. Коэффициент трения при холостом ходе примерно в 5 раз выше, чем под нагрузкой. Поэтому незначительная шероховатость коллектора даже полезна, так как она способствует прилипанию частиц углерода и уменьшению шума щеток.

Изучая процессы образования пленки на коллекторе, необходимо их связывать не только с шумом, но и с коммутацией, так как стремление уменьшить уровень громкости шума в ущерб качеству коммутации совершенно неприемлемо.

Образованию пленки на коллекторе во многом способствует характер нагрузки, температура и влажность окружающего воздуха, присутствие нежелательных газов и пыли в окружающем и охлаждающем воздухе.

Так, например, в результате экспериментальных исследований установлено следующее:

а. Самый большой уровень шума имеют прокатные электродвигатели, у которых холостой ход составляет 60% общего времени. Объясняется это тем, что шум щеток при холостом ходе на 6—10 *дб* выше, чем под нагрузкой. При этом наблюдается, что при переходе от холостого хода к нагрузке шум снижается скачкообразно, что, по всей видимости, объясняется внезапным появлением «смазываемой» пленки на коллекторе. При переходе же от нагрузки к холостому ходу шум нарастает постепенно, так как «смазка» с коллектора снимается медленно. Поэтому шум машины более утомляет в тех случаях, когда соотношение между периодом холостого хода и периодом нагрузки велико.

б. От сорта щеток также зависит уровень громкости шума, но при выборе марки щеток необходимо руководствоваться прежде всего соображениями коммутации. Поэтому требования малошумности здесь, как правило, отступают на второй план. Однако вполне вероятно, что существуют щетки, которые наряду с высокими коммутационными качествами, низким пылеобразованием обладают низкими уровнями громкости шума.

в. Было установлено, что незначительная смазка коллектора парафином снижает щеточный шум на несколько недель.

Прошлифовка коллектора пемзой уменьшает шум на период в несколько месяцев.

Состояние пленки коллектора постоянно влияет на уровень шума.

г. Влажность воздуха в пределах, оговоренных ГОСТ, на шум щеток не влияет.

д. Установлено, что температура скользящего контакта влияет на уровень громкости шума щеток. Так, при низкой температуре шум больше; с увеличением температуры он вначале снижается,

а затем снова увеличивается (минимум шума наблюдался приблизительно при 50—70° С).

е. С увеличением окружной скорости шум щеток увеличивается незначительно.

Проведенные опыты по ограничению уровня громкости шума щеток при помощи демпфирующих элементов, заложенных между щеткодержателем и щеткой, изменения наклона щеток к поверхности коллектора к существенным снижениям шума не привели.

ж. Произведенные измерения показали, что шум щеток особенно проявляется при холостом ходе в крупных тихоходных (до 350 *об/мин*) машинах постоянного тока.

В машинах со скоростью вращения более 1000 *об/мин* этот шум перекрывается шумами магнитного и аэродинамического происхождения.

Частотный анализ показывает, что область щеточного шума находится в пределах 1000—8000 *гц*.

Ниже приведены результаты измерений с узкополосным анализатором щеточного шума прокатного электродвигателя:

Частота, *гц*	600	1000	4000	8000
Уровень громкости шума, *дб*, при:				
холостом ходе	90	105	90	83
нагрузке	92	97	81	74

Характерно также, что спектральный состав щеточного шума мало меняется от скорости вращения. При снижении или увеличении скорости вращения уровни громкости щеточного шума меняются незначительно.

Установлено, что щеточный шум также проявляется в крупных турбогенераторах с вынесенным за пределы корпуса щеточным аппаратом. Особенно этот шум явно выражен в непосредственной близости от щеточного аппарата, а по мере удаления от него перекрывается магнитным шумом.

Хорошим способом подавления щеточного шума является применение звукопоглощающих материалов, покрывающих внутреннюю полость кожуха щеточного аппарата.

Глава одиннадцатая

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ МАШИН

11-1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

Необходимость в виброизоляции (ВИ) машин чаще всего возникает на судах. Вызвано это тем, что звуковые вибрации легко распространяются по судовым переборкам и фундаментам и вызывают шум в жилых отсеках судна. Виброизоляция осуществляется посредством установки машины на амортизаторы.

В самом простом случае при установке машины массой M на звукоизолирующую прокладку толщиной l с опорной поверхностью S, без учета трения в прокладке имеем

$$\text{ВИ} = 20 \lg \left[\cos kl - \frac{\omega M}{\rho c S} \sin kl \right]. \qquad (11\text{-}1)$$

При $kl \approx n\pi$ ($n = 1, 2, 3, \ldots, k = 2\pi/\lambda$) виброизоляция отсутствует (волновой резонанс прокладки). При некоторых частотах выражение под звуком логарифма достигает нуля, что соответствует ВИ $= -\infty$, т. е. безграничному увеличению колебательной силы, передаваемой на фундамент — это резонансы массы на упругой прокладке.

При низких частотах ввиду малости аргумента kl, $\cos kl$ можно заменить единицей, а синус — его аргументом.

Выражение виброизоляции при этом приобретает вид:

$$\text{ВИ} = 20 \lg \left[1 - (f/f_0)^2\right], \text{ }\partial б. \qquad (11\text{-}2)$$

При $f/f_0 \geqslant 3{,}0$

$$\text{ВИ} = 40 \lg (f/f_0), \text{ }\partial б. \qquad (11\text{-}3)$$

На рис. 11-1 представлены графики виброизоляции, построенные по приведенным формулам (границы применимости каждой формулы указаны на графике). Штриховой линией показана виброизоляция с учетом трения в прокладке.

Пример. Частота свободных вертикальных колебаний амортизированной машины за счет применения более податливых амортизаторов уменьшена с $f_{01} = 20$ *гц* до $f_{02} = 10$ *гц*. На сколько увеличится виброизоляция на частоте $f = 80$ *гц*?

Решение. Так как отношение f/f_0 превышает 3, используем формулу (11-3).

Виброизоляция при начальной установке амортизации

$$\text{ВИ}_1 \approx 40 \lg (f/f_0), \text{ }\partial б.$$

Виброизоляция при более податливой амортизации

$$\text{ВИ}_2 \approx 40 \lg (2f/f_0), \text{ }\partial б.$$

Разность величины виброизоляции

$$\text{ВИ}_2 - \text{BU}_1 = 40 \lg 2 = 12 \text{ }\partial б.$$

Пример показывает, насколько выгодно с акустической точки зрения понижать частоту свободных колебаний амортизированных машин.

Устанавливая машины на амортизаторы, надо также иметь в виду, что виброизолирующий эффект амортизаторов зависит от величины механического сопротивления фундамента. Чем меньше механическое сопротивление фундамента по сравнению с сопротивлением амортизированной машины, тем меньше виброизолирующий эффект амортизации.

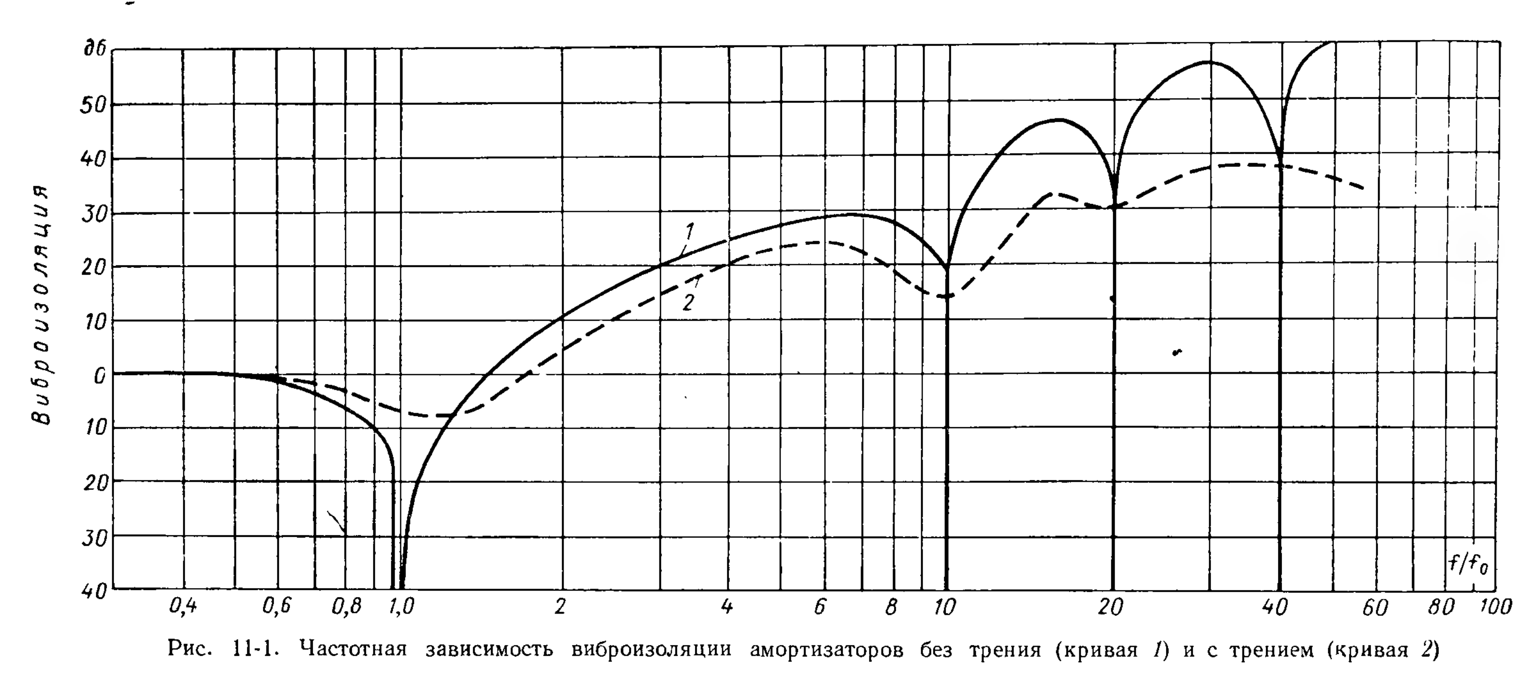


Рис. 11-1. Частотная зависимость виброизоляции амортизаторов без трения (кривая *1*) и с трением (кривая *2*)

11-2. ЧАСТОТА СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ АМОРТИЗИРОВАННЫХ МАШИН [18]

Амортизированная машина в самом общем случае имеет шесть степеней свободы, из которых три степени свободы соответствуют поступательным колебаниям машины в направлении трех координатных осей и три — поворотным колебаниям вокруг этих осей.

Следует различать три практически важных случая расположения амортизаторов и расчета частот свободных колебаний амортизированной машины.

В первом случае центр жесткости упругого основания O' благодаря высокому расположению лап машины совпадает с цен-

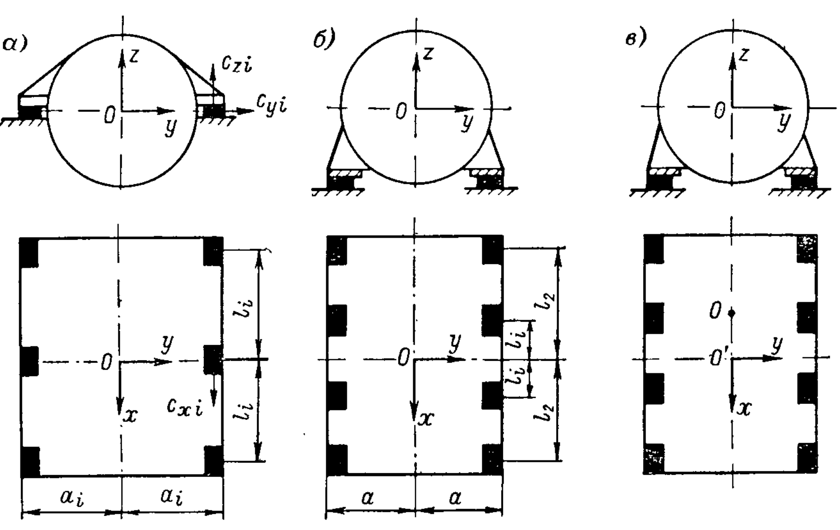


Рис. 11-2. Варианты установки машин на амортизаторы

тром его инерции O, а главные оси инерции — с главными осями жесткости (рис. 11-2, *а*). К этому случаю всегда следует стремиться.

Все шесть частот свободных колебаний определяются здесь из следующих зависимостей:

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_z}{M}}; \quad f_x = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_x}{M}}; \quad f_y = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_y}{M}};$$

$$f_{bz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{J_z}}; \quad f_{bx} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_x}{J_x}}; \quad f_{by} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_y}{J_y}}, \qquad (11\text{-}4)$$

где f_z, f_x, f_y — частоты поступательных колебаний по осям, указанным индексами; f_{bz}, f_{bx}, f_{by} — частоты поворотных колебаний относительно тех же осей; J_x, J_y, J_z — моменты инерции массы машины относительно соответствующих осей.

Поступательные жесткости амортизации по трем осям равны:

$$C_z = \sum_{i=1}^{n} c_{zi}; \quad C_x = \sum_{i=1}^{n} c_{xi}; \quad C_y = \sum_{i=1}^{n} c_{yi}, \tag{11-5}$$

где c_{zi}, c_{xi}, c_{yi} — жесткости отдельных амортизаторов, а n — число амортизаторов.

Если все амортизаторы одинаковы, то

$$C_z = nc_{zi}; \quad C_x = nc_{xi}; \quad C_y = nc_{yi}. \tag{11-6}$$

Поворотные жесткости амортизации из n амортизаторов относительно главных осей равны (рис. 11-2, *б*):

$$\begin{aligned} K_z &= \sum_{i=1}^{n} a_i^2 c_{xi} + \sum_{i=1}^{n} l_i^2 c_{yi}; \\ K_x &= \sum_{i=1}^{n} a_i^2 c_{zi}; \\ K_y &= \sum_{i=1}^{n} l_i^2 c_{zi}, \end{aligned} \tag{11-7}$$

где a_i и l_i — плечи отдельных амортизаторов по осям x и y.

При этом виде амортизации выражения всех шести частот свободных колебаний не связаны между собой; это значит, что случайный резонанс одного какого-либо вида колебаний не вызовет резонансных колебаний другого вида. Это обстоятельство, а также значительная устойчивость амортизированной машины обусловливают преимущества данного типа крепления перед другими.

Однако наиболее часто встречается амортизирующее крепление (рис. 11-2, *б*), при котором центр жесткости упругого основания находится на одной вертикали с центром инерции машины. В этом случае частоты колебаний сдвига и поворота в плоскостях zOy и zOx попарно связаны (так называемые двухсвязные колебания), а частоты свободных вертикальных колебаний и поворотных колебаний относительно вертикальной оси определяются из независимых решений. Выражения частот имеют вид:

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_z}{M}}; \quad f_{bz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{J_z}}; \tag{11-8}$$

$$\begin{pmatrix} f_{bx} \\ f_y \end{pmatrix} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{C_y}{M} + \frac{K_x}{J_x}\right) \mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{C_y}{M} + \frac{K_x}{J_x}\right)^2 + \frac{C_y^2 h_0^2}{MJ_x}}}; \tag{11-9}$$

$$\begin{pmatrix} f_{by} \\ f_x \end{pmatrix} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{C_x}{M} + \frac{K_y}{J_y}\right) \mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{C_x}{M} + \frac{K_y}{J_y}\right)^2 + \frac{C_x^2 h_0^2}{MJ_y}}}, \tag{11-10}$$

где h_0 — превышение центра инерции машины над плоскостью амортизации.

Если выражения поступательных жесткостей C_x, C_y, C_z и поворотной жесткости K_z в этом виде амортизирующего крепления не отличаются от приведенных выше выражений соответствующих жесткостей при амортизирующем креплении с совмещенными центрами инерции машины и жесткости упругого основания, то выражения поворотных жесткостей относительно осей x и y (K_x и K_y) отличаются от ранее приведенных выражений. В этом случае появляются дополнительные плечи по отношению к жесткостям амортизаторов C_x и C_y. Выражения жесткостей K_x и K_y при этом виде крепления имеют вид:

$$K_x = \sum_{i=1}^{n} a_i^2 c_{zi} + h_0^2 \sum c_{yi};$$
$$K_y = \sum_{i=1}^{n} l_i^2 c_{zi} + h_0^2 \sum c_{xi}. \qquad (11\text{-}11)$$

Так, например, выражения поворотных жесткостей для крепления, состоящего из четырех одинаковых амортизаторов с поступательными жесткостями c_x, c_y и c_z, расположенных по углам основания (размеры основания $2a$ и $2l$) будут:

$$K_z = 4(a^2 c_x + l^2 c_y);$$
$$K_x = 4(a^2 c_z + h_0^2 c_y); \qquad (11\text{-}12)$$
$$K_y = 4(a^2 c_z + h_0^2 c_x);$$

то же при восьми симметрично расположенных одинаковых амортизаторах:

$$K_z = 8a^2 c_x + 4(l_1^2 + l_2^2) c\ ;$$
$$K_x = 8(a^2 c_z + h_0^2 c\ ); \qquad (11\text{-}13)$$
$$K_y = 4(l_1^2 + l_2^2) c_z + 8h_0^2 c_x;$$

расположение плеч l_1 и l_2 видно из рис. 11-2, *б*.

При третьем виде амортизации проекция центра инерции на плоскость амортизирующего крепления попадает в центр его жесткости, но лежит на одной из главных осей жесткости рис. 11-2, *в*. Тогда выражения частот свободных колебаний связаны по три. Методы расчета частот в этом случае даны Н. Г. Беляковским [3] и некоторыми другими авторами.

При определении свободных колебаний следует стремиться в целях упрощения расчетов сложные системы приводить к более простым. Так, например, если смещение центра жесткости от центра тяжести по оси не превышает 10—15% расстояния между крайними амортизаторами, то эти оси следует совместить.

Пример. Произведем расчет свободных колебаний электродвигателя, установленного на четырех амортизаторах типа АКСС-400И. Установочные размеры показаны на рис. 11-3. Скорость вращения электродвигателя равна 1000 *об/мин*.

Исходные данные:

масса электродвигателя $M = 0{,}9$ *кгс·сек²/см*; моменты инерции массы электродвигателя относительно оси x $J_x = 290$ *кгс·см/сек*; относительно осей y и z $J_y = J_z = 730$ *кгс·см/сек*; положение центра жесткости амортизирующего крепления $x^* = 7{,}55$ *см*; $y^* = 0$; $z^* = 5{,}5$ *см*.

Поступательные вибрационные жесткости одного амортизатора АКСС-400 по оси x $c_{xi} = 3700$ *кгс/см*; по оси y $c_{yi} = 1300$ *кгс/см*; по оси z $c_{zi} = 5300$ *кгс/см*.

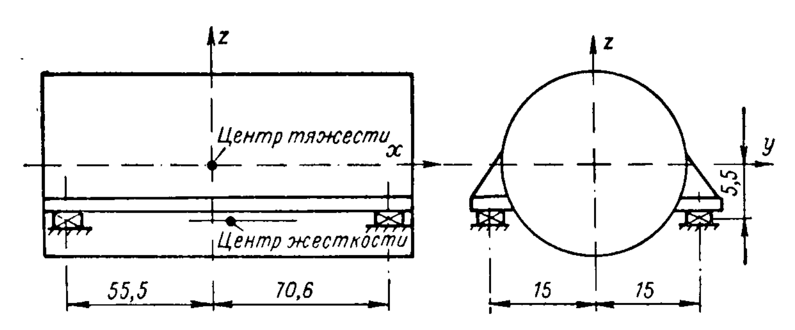


Рис. 11-3. К примеру расчета свободных колебаний электродвигателя

Решение. 1. В целях упрощения расчета вертикальную ось жесткости совмещаем с осью z, так как отношение смещения x^* к расстоянию между крайними амортизаторами составляет 6%.

2. Вибрационные жесткости амортизирующего крепления:

а) поступательные

$$C_x = \sum c_{xi} = 4 \cdot 3700 = 14\,800 \text{ кгс/см};$$

$$C_y = \sum c_{yi} = 4 \cdot 1300 = 5200 \text{ кгс/см};$$

$$C_z = \sum c_{zi} = 4 \cdot 5300 = 21\,200 \text{ кгс/см};$$

б) поворотные

$$K_x = 4 \cdot 1300 \cdot 5{,}5^2 + 4 \cdot 5300 \cdot 15^2 = 4{,}9 \cdot 10^6 \text{ кгс·см/рад};$$

$$K_y = 2 \cdot 5300\,(55{,}5^2 + 70{,}6^2) + 4 \cdot 3700 \cdot 5{,}5^2 = 95{,}4 \cdot 10^6 \text{ кгс·см/рад};$$

$$K_z = 4 \cdot 3700 \cdot 15^2 + 2 \cdot 1300\,(55{,}5^2 + 70{,}6^2) = 26{,}6 \cdot 10^6 \text{ кгс·см/рад}.$$

3. Частоты свободных колебаний:

а) вдоль оси z

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{21\,200}{0{,}9}} = 24{,}8 \text{ гц};$$

б) вокруг оси z

$$f_{bz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{26{,}6 \cdot 10^6}{730}} = 30{,}4 \text{ гц};$$

в) двухсвязных в плоскости xOy

$$\begin{pmatrix} f_{bx} \\ f_y \end{pmatrix} = \frac{1}{2\pi}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{14\,800}{0{,}9} + \frac{95{,}4 \cdot 10^6}{730}\right) \mp \right.$$

$$\left. \mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{14\,800}{0{,}9} - \frac{95{,}4 \cdot 10^6}{730}\right)^2 + \frac{14\,800^2 \cdot 5{,}5^2}{0{,}9 \cdot 730}}\right]^{1/2} = \begin{matrix} 20{,}5 \text{ гц}; \\ 57{,}6 \text{ гц}. \end{matrix}$$

г) двухсвязных в плоскости yOx

$$\begin{pmatrix} f_{by} \\ f_x \end{pmatrix} = \frac{1}{2\pi}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{5200}{0,9} + \frac{4,9\cdot10^6}{290}\right) \mp \right.$$

$$\left. \mp \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{5200}{0,9} - \frac{4,9\cdot10^6}{290}\right)^2 + \frac{5200^2\cdot5,5^2}{0,9\cdot290}}\right]^{1/2} = \begin{matrix} 12\ гц; \\ 20,8\ гц. \end{matrix}$$

11-3. ДВУХКАСКАДНОЕ АМОРТИЗИРУЮЩЕЕ КРЕПЛЕНИЕ

В некоторых случаях для увеличения виброизолирующего эффекта упругой установки машин, используемых на судах, применяют двухкаскадное амортизирующее крепление. Такое крепление состоит из двух ярусов амортизаторов, разделенных промежуточной массой.

Эквивалентная поступательная механическая система и ее электрический аналог показаны на рис. 11-4. Здесь в целях упро-

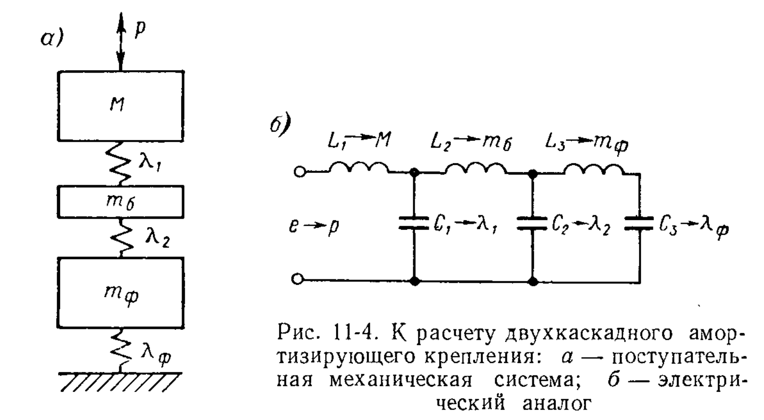


Рис. 11-4. К расчету двухкаскадного амортизирующего крепления: *а* — поступательная механическая система; *б* — электрический аналог

щения расчетов пренебрегается трением в амортизаторах, при этом имеется в виду, что амортизирующее крепление работает в зарезонансных зонах.

На рис. 11-4, *а* M, $m_б$ — масса машины промежуточных балок; λ_1, λ_2 — податливости первого и второго каскадов амортизации; $m_ф$, $\lambda_ф$ — параметры судового фундамента.

Для приближенных расчетов, кроме того, можно ввести два условия, которые проверены экспериментальным путем:

1. Вибрации частотой выше 500 *гц* эффективно подавляются системой амортизации. Так как импеданс фундамента $z_ф$ в этом случае велик по сравнению с остальными сопротивлениями цепи, то конечный контур в расчетной схеме рис. 11-4, *б* можно считать разомкнутым. Расчетная схема приобретает вид, показанный на рис. 11-5, *а*.

2. Низкочастотные вибрации, возбуждаемые небалансом ротора и основным вращающимся полем, практически не подавляются первым каскадом амортизаторов. Очевидно, в этом случае сопротивлением входного контура можно пренебречь и расчет вести по схеме рис. 11-5, *б*.

Как видно, эквивалентные схемы для расчета вибрации в различных диапазонах частот одинаковы.

Формулы для расчета колебательных скоростей в том и другом случае имеют вид:

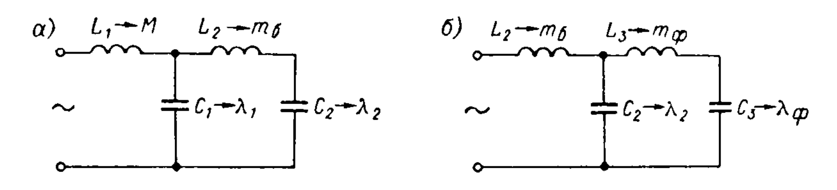


Рис. 11-5. К упрощенному расчету двухкаскадного амортизирующего крепления

а. Для колебательной системы (рис. 11-5, *а*)

$$\dot{y}_1 = \frac{P}{z_1};$$

$$\dot{y}_2 = \frac{P - \dot{y}_1 \omega M}{z_2}. \qquad (11\text{-}14)$$

Механические импедансы равны:

$$z_1 = \omega M - \frac{\frac{1}{\omega\lambda_1}\left(\omega m_б - \frac{1}{\omega\lambda_2}\right)}{\omega m_б - \frac{1}{\omega\lambda_1} - \frac{1}{\omega\lambda_2}}; \qquad (11\text{-}15)$$

$$z_2 = \omega m_б - \frac{1}{\omega\lambda_2}. \qquad (11\text{-}16)$$

Перепад колебательной скорости между корпусом машины и промежуточной массой $m_б$

$$\Delta L = 20 \lg \frac{\dot{y}_2}{\dot{y}_1} = 20 \lg \left(\omega^2 m_б \lambda_1 - \frac{\lambda_1}{\lambda_2} - 1\right). \qquad (11\text{-}17)$$

Так как в этой формуле

$$\omega^2 m_б \lambda_1 \gg \frac{\lambda_1}{\lambda_2} + 1, \qquad (11\text{-}18)$$

то

$$\Delta L = 20 \lg \omega^2 m_б \lambda_1. \qquad (11\text{-}19)$$

Из формулы (11-19) по величине перепада вибрации на заданной частоте может быть определен вес промежуточных балок.

б. Для колебательной системы (рис. 11-5, *б*) имеем

$$\Delta L = 20 \lg \left(\omega^2 m_ф \lambda_2 - \frac{\lambda_2}{\lambda_ф} - 1 \right). \qquad (11\text{-}20)$$

В этом случае условие (11-18) неприемлемо.

Из приведенных расчетных схем следует, что в зависимости от того, вибрации какой частоты необходимо подавить, принимаются различными промежуточная масса $m_б$ и податливости амортизирующего крепления λ_1 и λ_2.

Как правило, чем ниже подавляемая частота, тем больше промежуточная масса $m_б$.

Пример. Рассчитаем, какая промежуточная масса $m_б$ должна быть применена для электродвигателя весом 8900 *кгс*, установленного на двойной каскад амортизаторов, состоящего из 22 амортизаторов АКСС-400И в каждом каскаде, исходя из частоты подавляемой вибрации 800 *гц* на величину уровня громкости шума 40 *дб*.

1. Динамическая податливость одного каскада амортизаторов

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \frac{1}{22 \cdot 5300} = 8{,}6 \cdot 10^{-6} \ см/кгс.$$

2. Масса промежуточных балок для $f = 800$ *гц*:

$$40 = 20 \lg 4\pi^2 \cdot 800 \cdot m_б \cdot 8{,}6 \cdot 10^{-6};$$

$$m_б = \frac{100}{4\pi^2 \cdot 800^2 \cdot 8{,}6 \cdot 10^{-6}} = 0{,}47 \ кгс \cdot сек^2/см.$$

Двухкаскадное амортизирующее крепление должно быть проверено в отношении перемещений машины при качке и кренах.

Величина отклонения машины в общем виде определяется инерционными силами и составляющими веса при наклоне машины. Однако в большинстве случаев инерционными силами можно пренебречь. Тогда отклонение точек машины, находящихся на расстоянии h_1 от плоскости опор,

$$\Delta_к = G \sin \varphi_к \left(\Lambda_у + \frac{h_0 h_1 \Lambda_z}{a_2} \right), \qquad (11\text{-}21)$$

где $\varphi_к$ — угол качки; Λ_y и Λ_z — суммарная податливость амортизации по осям y и z.

Обозначения h_0, h_1, a_2 взяты согласно рис. 11-2, *б*.

Первое слагаемое в формуле (11-21) определяет сдвиг машины на амортизаторах. Второе слагаемое дает перемещение точек машины вследствие поворота его на амортизаторах, обусловленного превышением центра инерции машины над центром жесткости амортизации.

В случаях когда в зону максимальных отклонений машины попадают токоведущие шины, необходимо их выполнять гибкими.

11-4. КОНСТРУКЦИЯ И ВЫБОР АМОРТИЗАТОРОВ

Наиболее часто для электрических машин применяются сварные резинометаллические амортизаторы следующих типов: двухпластинчатые (рис. 11-6), пластинчатые с промежуточной массой (рис. 11-7), амортизаторы типа АКСС (рис. 11-8), пневматические типа АПС (рис. 11-9).

Все указанные амортизаторы присоединяются к машине и фундаменту своими металлическими частями, между которыми находится слой привулканизированной резины.

Двухпластинчатые амортизаторы могут быть с обычным, наклонным и елочным расположением резинового слоя.

Виброизолирующие свойства амортизаторов (рис. 11-6, *б* и *в*) выше, чем обычных (рис. 11-6, *а*). Грузоподъемность указанных

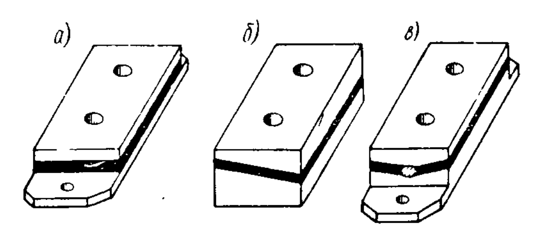


Рис. 11-6. Двухпластинчатые амортизаторы с обычным (*а*), наклонным (*б*) и угловым (*в*) расположением резинового слоя

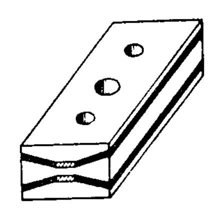


Рис. 11-7. Пластинчатый амортизатор с промежуточной массой

амортизаторов колеблется от нескольких десятков килограмм до нескольких тонн.

Амортизаторы с промежуточной массой типа АПМ более эффективны, чем двухпластинчатые амортизаторы. Самым большим амортизатором этого типа является АПМ-1700 грузоподъемностью 1700 *кгс*. Недостатком пластинчатых амортизаторов является большая разница жесткостей по различным осям.

Кроме того, в случае отслоения резины от металлической арматуры, машина может сорваться с места крепления.

Указанных недостатков лишен амортизатор типа АКСС — амортизатор корабельный сварной, «со страховкой». Устройство металлической арматуры здесь таково, что повреждение места соединения резины с металлом не приводит к разрушению амортизатора. Амортизаторы типа АКСС встречаются двух разновидностей — АКСС-М и АКСС-И, которые отличаются сортом резины. Амортизаторы АКСС-И более эффективны, чем амортизаторы АКСС-М. Амортизаторы АКСС-М делятся на типоразмеры по номинальной нагрузке от 10 до 400 *кгс*, а АКСС-И — от 25 до 400 *кгс*.

Частота свободных вертикальных колебаний машин на амортизаторах АКСС-И при номинальной нагрузке колеблется в пределах 10—15 *гц*; деформация равна 1—1,5 *мм*.

Амортизатор пневматический типа АПС в отличие от амортизаторов типа АКСС имеет замкнутую воздушную полость, в которую воздух подается под давлением через специальный штуцер.

По своей эффективности амортизатор АПС превосходит все вышеперечисленные амортизаторы; его грузоподъемность колеблется в пределах 200—700 *кгс*.

При выборе амортизирующего крепления необходимо руководствоваться следующим:

1. Крупные машины с малой опорной поверхностью лап устанавливаются преимущественно на пластинчатые амортизаторы. В остальных случаях применяются амортизаторы типа АКСС. При особо жестких требованиях к виброизоляции машины применяются амортизаторы типа АПС.

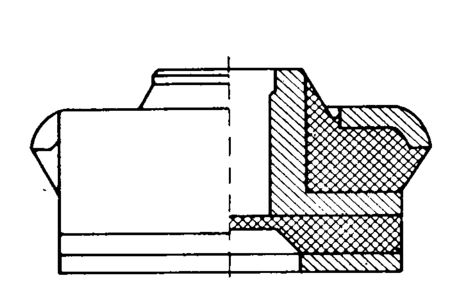


Рис. 11-8. Амортизатор типа АКСС

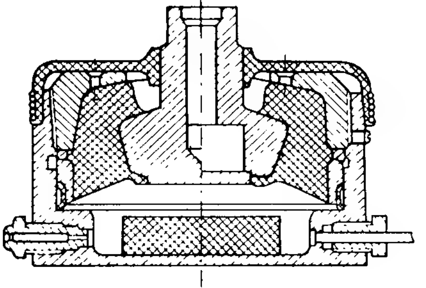


Рис. 11-9. Пневматический амортизатор типа АПС

2. Количество опорных амортизаторов определяют из условия обеспечения номинальной нагрузки на каждый амортизатор и устойчивости установки машины.

Возможно некоторое отступление от номинальной нагрузки в пределах допускаемых отклонений для выбранного типа амортизаторов. При этом нужно иметь в виду, что при перегрузках сокращается срок службы амортизаторов. При недогрузках увеличивается число амортизаторов, а следовательно, и жесткость амортизирующего крепления, что ухудшает его виброизолирующую способность.

При определении количества амортизаторов необходимо также учитывать количество и расположение отверстий в опорных лапах машины.

3. Для снижения вибрации, возбуждаемой небалансом, необходимо опорные лапы машины располагать таким образом, чтобы центр жесткости амортизирующего крепления был по мере возможности ближе к центру тяжести машины.

4. При выборе схемы расположения амортизаторов следует учитывать удобство монтажа и замены амортизаторов.

Глава двенадцатая

ИЗМЕРЕНИЕ ШУМА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

12-1. УСЛОВИЯ И МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Результаты измерений шума в значительной мере зависят от принятой методики измерений: акустических свойств помещения, выбора точек измерения, способа установки машины и режима ее работы, используемой измерительной аппаратуры и условий ее применения. Могут контролироваться различные параметры, характеризующие машину как источник шума: общие уровни звукового давления, спектры уровней звукового давления, звуковая мощность, характеристика направленности излучения и др.

Для получения надежных и сопоставимых данных контроль и нормирование шума необходимо производить на базе единой методики измерений. Измерения должны производиться на специальных стендах (или в камерах), обеспечивающих выполнение следующих условий: достаточно низкий уровень шумовых и вибрационных помех, определенный характер распространения звука внутри помещения, в котором производятся измерения.

Выполнение первого условия обеспечивает отсутствие искажений, вносимых в измерения источником помех. Что касается характера распространения звука в помещении, то выполнение этого условия во многом зависит от свойств помещения.

Излучаемый испытуемый машиной шум может отражаться от пола, стен, потолка помещения, а также от различных предметов, расположенных в помещении. В этом случае при измерениях будет фиксироваться суммарный шум прямой и отраженной звуковой волны.

При неопределенном характере звукоотражения могут быть получены случайные результаты измерения, не характеризующие шум данной машины.

Этих искажений можно избежать, если измерения производить в условиях, близких к свободному звуковому полю, т. е в условиях, когда практически отсутствует звукоотражение.

Есть и другая возможность избежать случайных результатов измерений — обеспечить, наоборот, очень большое звукоотражение в помещении.

Если излучаемая машиной звуковая энергия будет практически полностью отражаться, то в этом случае (т. е. в диффузном поле) шумомер зафиксирует суммарное звуковое давление прямой и отраженной звуковых волн. Это позволяет определить уровень громкости шума испытуемой машины, внеся в результаты измерений соответствующую поправку.

В последнее время находит применение метод, позволяющий учесть влияние звукоотражения. Этотметод основан на примене-

нии образцового источника шума и позволяет производить испытания в помещениях, где не обеспечиваются ни условия свободного поля, ни условия диффузного поля.

Зная истинные шумовые характеристики образцового источника (предварительно снятые в условиях свободного поля) и фактические характеристики того же образцового источника, измеренные в данном помещении, можно судить о том, насколько эти характеристики отличаются (за счет отклонений акустических свойств испытательного помещения) от условий свободного поля. Затем, сопоставляя результаты испытаний машины с результатами испытаний образцового источника в тех же условиях, можно определить шумовые характеристики машины с учетом поправок на свойства данного помещения.

Наконец, существует метод измерения шумовых характеристик в условиях, близких к свободному полю, но отличающихся тем, что точки измерения выбираются на стандартном (1 *м*) расстоянии от машины независимо от ее размеров. Этот метод по сравнению с методом свободного поля менее точен для определения звуковой мощности крупных машин (так как возможны погрешности из-за эффекта «ближнего звукового поля»), но несколько проще и удобнее.

Исходя из изложенного, ГОСТ 11929—66 предусматривает возможность измерения шумовых характеристик любым из четырех методов:

в свободном звуковом поле;

в отраженном звуковом поле;

при помощи образцового источника;

на расстоянии 1 *м* от наружного контура машины.

Каждый из указанных методов имеет свои преимущества и недостатки.

Метод измерения в свободном звуковом поле можно считать наиболее точным. Он позволяет определять все шумовые характеристики машин (включая характеристики направленности излучения) во всём контролируемом диапазоне частот. Недостатком метода является необходимость заглушенной камеры с хорошими звукопоглощающими свойствами, причем для больших машин требуется камера значительных размеров.

Метод измерения в отраженном звуковом поле требует реверберационной камеры, т. е. помещения с хорошим звукоотражением. Такая камера по сравнению с заглушенной может иметь несколько меньшие размеры (особенно при испытании крупных машин), ее конструкция проще, дешевле и удобнее в эксплуатации. Но в реверберационной камере чрезвычайно трудно обеспечить требуемое звукоотражение на низких частотах, поэтому измерения в ней возможны только в диапазоне частот не ниже 125 *гц*. Машины, обладающие шумом со значительными низкочастотными составляющими, испытывать в реверберационной камере не рекомендуется.

Рассматриваемый метод обладает еще и тем неудобством, что не позволяет непосредственно измерять уровни громкости звука (в децибелах), хотя именно эта величина является основной при контрольных испытаниях. Приходится измерять спектр уровней звукового давления, а затем уже пересчетом определять уровень громкости звука.

Недостатком метода измерения в отраженном поле является также невозможность определения характеристики направленности излучения, так как во всех точках диффузного поля уровни громкости шума одинаковы. Это свойство диффузного поля обусловливает и преимущество данного метода: отпадает необходимость соблюдения точного расстояния от точек измерения шума до испытуемой машины (необходимо лишь, чтобы они лежали в зоне диффузного поля).

В настоящее время нет достаточного опыта измерения шумовых характеристик машин в отраженном поле, а также опыта проектирования и строительства реверберационных камер для этих целей.

Еще меньше опыта в применении метода образцового источника.

В качестве основного метода измерения шумовых характеристик электрических машин ГОСТ 11929—66 устанавливает метод измерения на расстоянии 1 *м* от наружного контура машины.

Для машин размером до 0,75 *м* этот метод обеспечивает практически такую же точность определения всех шумовых характеристик, что и метод свободного поля. Для более крупных машин расстояние 1 *м* не гарантирует выхода за границы «ближнего звукового поля» источника, это обеспечивается лишь при измерительном расстоянии не менее двойного размера машины, как предусмотрено методом свободного поля. За счет этого возможна погрешность в расчете звуковой мощности. Однако учитывая, что проектом ГОСТ в качестве нормы шума электрических машин определена не звуковая мощность, а уровень громкости звука на расстоянии 1 *м*, указанный недостаток можно считать не столь важным.

Вместе с тем метод измерения на расстоянии 1 *м* позволяет непосредственно определять нормируемую характеристику шума. Кроме того, он упрощает выбор точек измерения. Для крупных машин этот метод позволяет иметь меньшие размеры заглушенной камеры. Эти обстоятельства и определили выбор данного метода в качестве основного для контроля шума электрических машин.

Для измерения шумовых характеристик электрических машин на расстоянии 1 *м* от наружного контура необходимы специальные заглушенные камеры, обеспечивающие достаточную звукоизоляцию и виброизоляцию от внешних помех, а также минимальное отражение шума, излучаемого испытуемой машиной, от стен и потолка. Пол такой камеры может быть звукопоглощающим (тогда звуковое поле является сферическим, так как звуковые волны от испытуемой машины распространяются во всех направлениях практически без отражения) либо звукоотражающим (что

соответствует полусферическому полю). В обоих случаях должно обеспечиваться одно из следующих условий:

а) средний уровень звука должен увеличиваться не менее чем на 5 *дб* при уменьшении вдвое расстояния от центра источника до точек измерения шума;

б) средний уровень звука должен уменьшаться не менее чем на 4 *дб* при удвоении указанного расстояния от центра источника до точек измерения шума машины.

Практические рекомендации по устройству таких камер содержатся в специальной литературе.

12-2. ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА

Непосредственным измерением могут быть определены следующие шумовые характеристики:

уровень громкости звука;

общий уровень звукового давления;

спектр уровней звукового давления.

Для измерения этих характеристик применяются шумомеры и анализаторы (либо спектрометры, полосовые фильтры) различных типов.

Измерение уровней громкости звука производится по шкале А приборов.

Измерение общих уровней звукового давления производится по линейной шкале либо по шкале С, которая мало отличается от линейной.

При измерении частотных спектров шума также используется линейная шкала или шкала С. Для этих измерений к выходу шумомера или усилителя подключается анализатор. Согласно ГОСТ 11929—66 и ГОСТ 11870—66, а также санитарным нормам, спектр шума выражается уровнями звукового давления в октавных полосах. Они могут быть определены либо непосредственным измерением при помощи октавных фильтров и спектрометров, либо пересчетом спектров, измеренных в полуоктавных или третьоктавных полосах. По результатам измерений, проводимых анализатором с более узкими полосами пропускания, определить спектр в октавных полосах не представляется возможным. Однако такие узкополосные анализаторы (например, отечественные АС-3, С5-3; приборы фирмы «Брюль и Къер» типа 2105, 2107; фирмы «Доу» типа 1401, «Дженерал Радио» типа 760А; фирмы «Маркони» типа TF 2331 и др.) могут быть с успехом использованы при исследовательских работах для изучения частотных характеристик шума, выявления его источников и разработки мер по их ослаблению.

В ряде случаев результаты измерения шумовых характеристик регистрируются не по показаниям стрелочного индикатора, а путем записи на специальную бумажную ленту при помощи самописца. Наиболее употребительные следующие типы самописцев:

отечественный типа Н-110 и фирмы «Брюль и Къер» типа 2304, 2305. Эти приборы позволяют записывать частотные спектры шума, а также изменение уровней звукового давления или уровней громкости звука во времени. Наиболее совершенным из указанных приборов является самописец типа 2305, имеющий 15 скоростей пера, 12 скоростей бумаги, 10 скоростей вращения приводного вала, соединяющего его с другими приборами, 7 диапазонов шкалы. В сочетании с вращающимся столиком типа 3921 (на котором устанавливается испытуемая машина массой до 100 *кг*) он дает возможность записывать полярную диаграмму уровня звукового давления или уровня громкости звука источника.

12-3. УСТАНОВКА И РЕЖИМ РАБОТЫ ИСПЫТУЕМОЙ МАШИНЫ

Способ установки машины при акустических испытаниях может оказать влияние на результаты измерений.

При жестком креплении машины к фундаменту возможны искажения по трем причинам:

а) в результате передачи посторонних вибраций к испытуемой машине ее шум может возрасти;

б) вибрация машины, передаваясь на фундаментную плиту, может превратить последнюю в источник шума и помех;

в) масса фундамента, присоединенная к массе корпуса машины, может существенно изменить характер колебаний корпуса и тем самым исказить спектр и уровень громкости шума, излучаемого машиной.

Поэтому испытуемая машина изолируется от фундамента посредством амортизаторов либо упруго подвешивается. Исключение допустимо только в тех случаях, когда проверкой установлено, что для машин данного типа иная установка не искажает результатов измерения шумовых характеристик.

Амортизаторы или упругую подвеску необходимо выбирать из условия, чтобы частота собственных колебаний машины была ниже частоты возбуждающих сил не менее чем в 2 раза.

Шум, создаваемый электрической машиной, в известной мере зависит от режима ее работы, поэтому измерение шума желательно производить в номинальном режиме. Однако в тех случаях, когда испытуемую машину для создания номинального режима работы приходится сочленять со вспомогательной нагрузочной или приводной машиной, возникают серьезные трудности, связанные с необходимостью устранения искажений, вносимых этой машиной в результате измерений шума. Такие искажения (за счет шумовых и вибрационных помех, звукоотражения, влияния присоединенной массы и т. д.) могут быть настолько значительными, что пренебрегать ими нельзя, а учесть и внести соответствующие поправки в большинстве случаев невозможно.

Вместе с тем известно, что из всех параметров, определяющих рабочий режим машины, наибольшее влияние на шумовые ха-

рактеристики имеет обычно скорость вращения. От нее сильно зависят вентиляционные и механические составляющие шума. Поэтому скорость вращения при акустических испытаниях машин должна быть номинальной. Что касается величины нагрузки, то она влияет практически лишь на магнитный шум. В большинстве случаев это влияние не превышает 2—4 *дб*, искажения же за счет влияния нагрузочной машины могут быть значительнее. Поэтому ГОСТ 11929—66 предписывает производить измерение шума в режиме номинальной нагрузки для электромашинных преобразователей, а также других машин, нагрузка которых может быть создана без механического соединения их со вспомогательной машиной или механизмом (тормозом, вентилятором и т. д.). В синхронных машинах электрическую нагрузку можно имитировать в режиме компенсатора (перевозбужденного двигателя). Для асинхронных электродвигателей и двигателей постоянного тока избавиться от помех, создаваемых нагрузочным устройством, чрезвычайно трудно. Если этого и удается иногда достичь применением малошумных нагрузочных устройств (размещаемых за пределами испытательного помещения и соединяемых с машиной посредством специального валопровода сложной конструкции) и особо тщательным сочленением, то для контрольных испытаний такая методика неприемлема. Ею можно пользоваться лишь для некоторых исследовательских работ и, быть может, в отдельных случаях для типовых испытаний.

12-4. ПРОВЕДЕНИЕ ИЗМЕРЕНИЙ И ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

При измерении шумовых характеристик на расстоянии 1 *м* от наружного контура выбор точек измерения производится в соответствии с п. 4.4.3 ГОСТ 11929—66. При контрольных испытаниях измеряются только уровни громкости звука в выбранных точках. Полученные данные обрабатываются в следующем порядке:

1. Если разность между уровнем громкости звука, измеренным при работающей испытуемой машины, и уровнем громкости помех составляет 6—9 *дб*, то поправка, учитывающая влияние помех, будет 1 *дб*; если эта разность составляет 4—5 *дб*, то поправка будет 2 *дб*.

Эта поправка вычитается из уровня громкости звука, измеренного при работающей испытуемой машине. При разности более 9 *дб* поправка не вносится.

2. Производится усреднение уровней громкости звука, измеренных в нескольких точках вокруг машины. Если усредняемые уровни отличаются друг от друга менее чем на 5 *дб*, то за средний уровень принимается их среднее арифметическое значение. Если они различаются более чем на 5 *дб*, усреднение производится по

следующей формуле

$$L_{Ai} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^{n} 10^{0,1 L_{Ai}} \right) - 10 \lg n, \ дб,$$

где L_{Ai} — уровень громкости шума в i-й точке измерения на расстоянии 1 *м* от корпуса; n — количество точек измерения.

При типовых испытаниях дополнительно измеряются уровни звукового давления в октавных полосах в точке с максимальным уровнем звука.

Обработка результатов измерений производится в следующем порядке:

вносятся поправки, учитывающие влияние помех;

определяются уровни звуковой мощности в каждой октавной полосе согласно ГОСТ 11929—66;

определяются показатели направленности излучения для каждой точки измерения согласно ГОСТ 11929—66.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Средний уровень громкости наиболее часто встречающихся звуков и шумов

Наименование источников шума и места их измерения	Уровень громкости, *дб*
Порог болевого ощущения	130
Авиационный мотор на расстоянии 5 *м*	116—120
Шум в поезде метро во время движения	85—90
Автобус на расстоянии 5 *м*	85—88
Трамвай на расстоянии 10—20 *м*	80—85
Троллейбус на расстоянии 5 *м*	77
Улица с интенсивным движением и трамваем	75—80
Тихая улица (без транспорта)	30—35
Удары молота по стали, клепальная машина на расстоянии 2—4 *м*	110—113
Цехи электромеханические, автомобильные	90—92
Библиотеки	25—30
Тиканье часов на расстоянии 0,5 *м*	30

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Соотношения между уровнями вибраций и звуковых давлений, выраженных в децибелах и значениями этих величин, выраженных в абсолютных единицах

дб	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек*	Ускорение, *см/сек²*	*дб*	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек*	Ускорение, *см/сек²*
0	$2{,}00\cdot10^{-4}$	$5{,}00\cdot10^{-6}$	$3{,}00\cdot10^{-2}$	13	$8{,}93\cdot10^{-4}$	$2{,}23\cdot10^{-5}$	$1{,}34\cdot10^{-1}$
1	$2{,}24\cdot10^{-4}$	$5{,}61\cdot10^{-6}$	$3{,}37\cdot10^{-2}$	14	$1{,}00\cdot10^{-3}$	$2{,}51\cdot10^{-5}$	$1{,}50\cdot10^{-1}$
2	$2{,}52\cdot10^{-4}$	$6{,}30\cdot10^{-6}$	$3{,}78\cdot10^{-2}$	15	$1{,}12\cdot10^{-3}$	$2{,}81\cdot10^{-5}$	$1{,}69\cdot10^{-1}$
3	$2{,}83\cdot10^{-4}$	$7{,}07\cdot10^{-6}$	$4{,}24\cdot10^{-2}$	16	$1{,}26\cdot10^{-3}$	$3{,}16\cdot10^{-5}$	$1{,}89\cdot10^{-1}$
4	$3{,}17\cdot10^{-4}$	$7{,}93\cdot10^{-6}$	$4{,}76\cdot10^{-2}$	17	$1{,}42\cdot10^{-3}$	$3{,}54\cdot10^{-5}$	$2{,}12\cdot10^{-1}$
5	$3{,}56\cdot10^{-4}$	$8{,}89\cdot10^{-6}$	$5{,}33\cdot10^{-2}$	18	$1{,}59\cdot10^{-3}$	$3{,}96\cdot10^{-5}$	$2{,}38\cdot10^{-1}$
6	$3{,}99\cdot10^{-4}$	$9{,}98\cdot10^{-6}$	$5{,}98\cdot10^{-2}$	19	$1{,}78\cdot10^{-3}$	$4{,}46\cdot10^{-5}$	$2{,}67\cdot10^{-1}$
7	$5{,}02\cdot10^{-4}$	$1{,}12\cdot10^{-6}$	$6{,}72\cdot10^{-2}$	20	$2{,}00\cdot10^{-3}$	$5{,}00\cdot10^{-5}$	$3{,}00\cdot10^{-1}$
8	$5{,}02\cdot10^{-4}$	$1{,}26\cdot10^{-6}$	$7{,}54\cdot10^{-2}$	21	$2{,}24\cdot10^{-3}$	$5{,}61\cdot10^{-5}$	$3{,}37\cdot10^{-1}$
9	$5{,}64\cdot10^{-4}$	$1{,}41\cdot10^{-6}$	$8{,}45\cdot10^{-2}$	22	$2{,}52\cdot10^{-3}$	$6{,}30\cdot10^{-5}$	$3{,}78\cdot10^{-1}$
10	$6{,}32\cdot10^{-4}$	$1{,}58\cdot10^{-6}$	$9{,}49\cdot10^{-2}$	23	$2{,}83\cdot10^{-3}$	$7{,}07\cdot10^{-5}$	$4{,}24\cdot10^{-1}$
11	$7{,}10\cdot10^{-4}$	$1{,}77\cdot10^{-5}$	$1{,}06\cdot10^{-1}$	24	$3{,}17\cdot10^{-3}$	$7{,}93\cdot10^{-5}$	$4{,}76\cdot10^{-1}$
12	$7{,}96\cdot10^{-4}$	$1{,}99\cdot10^{-5}$	$1{,}19\cdot10^{-1}$	25	$3{,}56\cdot10^{-3}$	$8{,}89\cdot10^{-5}$	$5{,}33\cdot10^{-1}$

дб	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек²*	Ускорение, *см/сек²*	*дб*	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек*	Ускорение, *см/сек²*
26	$3,99\cdot10^{-3}$	$9,98\cdot10^{-5}$	$5,98\cdot10^{-1}$	76	1,26	$3,16\cdot10^{-2}$	$1,89\cdot10^{2}$
27	$4,48\cdot10^{-3}$	$1,12\cdot10^{-4}$	$6,72\cdot10^{-1}$	77	1,42	$3,54\cdot10^{-2}$	$2,12\cdot10^{2}$
28	$5,02\cdot10^{-3}$	$1,26\cdot10^{-4}$	$7,54\cdot10^{-1}$	78	1,59	$3,97\cdot10^{-2}$	$2,38\cdot10^{2}$
29	$5,64\cdot10^{-3}$	$1,41\cdot10^{-4}$	$8,45\cdot10^{-1}$	79	1,78	$4,46\cdot10^{-2}$	$2,67\cdot10^{2}$
30	$6,32\cdot10^{-3}$	$1,58\cdot10^{-4}$	$9,49\cdot10^{-1}$	80	2,00	$5,00\cdot10^{-2}$	$3,00\cdot10^{2}$
31	$7,10\cdot10^{-3}$	$1,77\cdot10^{-4}$	1,06	81	2,24	$5,61\cdot10^{-2}$	$3,37\cdot10^{2}$
32	$7,96\cdot10^{-3}$	$1,99\cdot10^{-4}$	1,19	82	2,52	$6,30\cdot10^{-2}$	$3,78\cdot10^{2}$
33	$8,93\cdot10^{-3}$	$2,23\cdot10^{-4}$	1,34	83	2,83	$7,07\cdot10^{-2}$	$4,24\cdot10^{2}$
34	$1,00\cdot10^{-3}$	$2,51\cdot10^{-4}$	1,50	84	3,17	$7,93\cdot10^{-2}$	$4,76\cdot10^{2}$
35	$1,12\cdot10^{-3}$	$2,81\cdot10^{-4}$	1,69	85	3,56	$8,89\cdot10^{-2}$	$5,33\cdot10^{2}$
36	$1,26\cdot10^{-3}$	$3,16\cdot10^{-4}$	1,89	86	3,99	$9,98\cdot10^{-2}$	$5,98\cdot10^{2}$
37	$1,42\cdot10^{-3}$	$3,54\cdot10^{-4}$	2,12	87	4,18	$1,12\cdot10^{-1}$	$6,72\cdot10^{2}$
38	$1,59\cdot10^{-3}$	$3,97\cdot10^{-4}$	2,38	88	5,02	$1,26\cdot10^{-1}$	$7,54\cdot10^{2}$
39	$1,78\cdot10^{-3}$	$4,46\cdot10^{-4}$	2,67	89	5,64	$1,41\cdot10^{-1}$	$8,45\cdot10^{2}$
40	$2,00\cdot10^{-3}$	$5,00\cdot10^{-4}$	3,00	90	6,32	$1,58\cdot10^{-1}$	$9,49\cdot10^{2}$
41	$2,24\cdot10^{-2}$	$5,61\cdot10^{-4}$	3,37	91	7,10	$1,77\cdot10^{-1}$	$1,06\cdot10^{3}$
42	$2,52\cdot10^{-2}$	$6,30\cdot10^{-4}$	3,78	92	7,96	$1,99\cdot10^{-1}$	$1,19\cdot10^{3}$
43	$2,83\cdot10^{-2}$	$7,07\cdot10^{-4}$	4,24	93	8,93	$2,23\cdot10^{-1}$	$1,34\cdot10^{3}$
44	$3,17\cdot10^{-2}$	$7,93\cdot10^{-4}$	4,76	94	$1,00\cdot10$	$2,51\cdot10^{-1}$	$1,50\cdot10^{3}$
45	$3,56\cdot10^{-2}$	$8,89\cdot10^{-4}$	5,33	95	$1,12\cdot10$	$2,81\cdot10^{-1}$	$1,69\cdot10^{3}$
46	$3,99\cdot10^{-2}$	$9,98\cdot10^{-4}$	5,98	96	$1,26\cdot10$	$3,16\cdot10^{-1}$	$1,89\cdot10^{3}$
47	$4,48\cdot10^{-2}$	$1,12\cdot10^{-3}$	6,72	97	$1,42\cdot10$	$3,54\cdot10^{-1}$	$2,12\cdot10^{3}$
48	$5,02\cdot10^{-2}$	$1,26\cdot10^{-3}$	7,54	98	$1,59\cdot10$	$3,97\cdot10^{-1}$	$2,38\cdot10^{3}$
49	$5,64\cdot10^{-2}$	$1,41\cdot10^{-3}$	8,45	99	$1,78\cdot10$	$4,46\cdot10^{-1}$	$2,67\cdot10^{3}$
50	$6,32\cdot10^{-2}$	$1,58\cdot10^{-3}$	9,49	100	$2,00\cdot10$	$5,00\cdot10^{-1}$	$3,00\cdot10^{3}$
51	$7,10\cdot10^{-2}$	$1,77\cdot10^{-3}$	$1,06\cdot10$	101	$2,24\cdot10$	$5,61\cdot10^{-1}$	$3,37\cdot10^{3}$
52	$7,96\cdot10^{-2}$	$1,99\cdot10^{-3}$	$1,19\cdot10$	102	$2,52\cdot10$	$6,30\cdot10^{-1}$	$3,78\cdot10^{3}$
53	$8,93\cdot10^{-2}$	$2,23\cdot10^{-3}$	$1,34\cdot10$	103	$2,83\cdot10$	$7,07\cdot10^{-1}$	$4,24\cdot10^{3}$
54	$1,00\cdot10^{-1}$	$2,51\cdot10^{-3}$	$1,50\cdot10$	104	$3,17\cdot10$	$7,93\cdot10^{-1}$	$4,76\cdot10^{3}$
55	$1,12\cdot10^{-1}$	$2,81\cdot10^{-3}$	$1,69\cdot10$	105	$3,56\cdot10$	$8,89\cdot10^{-1}$	$5,33\cdot10^{3}$
56	$1,26\cdot10^{-1}$	$3,16\cdot10^{-3}$	$1,89\cdot10$	106	$3,99\cdot10$	$9,98\cdot10^{-1}$	$5,98\cdot10^{3}$
57	$1,42\cdot10^{-1}$	$3,54\cdot10^{-3}$	$2,12\cdot10$	107	$4,48\cdot10$	1,12	$6,72\cdot10^{3}$
58	$1,59\cdot10^{-1}$	$3,97\cdot10^{-3}$	$2,38\cdot10$	108	$5,02\cdot10$	1,26	$7,54\cdot10^{3}$
59	$1,78\cdot10^{-1}$	$4,46\cdot10^{-3}$	$2,67\cdot10$	109	$5,64\cdot10$	1,41	$8,45\cdot10^{3}$
60	$2,00\cdot10^{-1}$	$5,00\cdot10^{-3}$	$3,00\cdot10$	110	$6,32\cdot10$	1,58	$9,49\cdot10^{3}$
61	$2,24\cdot10^{-1}$	$5,61\cdot10^{-3}$	$3,37\cdot10$	111	$7,10\cdot10$	1,77	$1,06\cdot10^{4}$
62	$2,52\cdot10^{-1}$	$6,30\cdot10^{-3}$	$3,78\cdot10$	112	$7,96\cdot10$	1,99	$1,19\cdot10^{4}$
63	$2,83\cdot10^{-1}$	$7,07\cdot10^{-3}$	$4,24\cdot10$	113	$8,93\cdot10$	2,23	$1,34\cdot10^{4}$
64	$3,17\cdot10^{-1}$	$7,93\cdot10^{-3}$	$4,76\cdot10$	114	$1,00\cdot10^{2}$	2,51	$1,50\cdot10^{4}$
65	$3,56\cdot10^{-1}$	$8,89\cdot10^{-3}$	$5,33\cdot10$	115	$1,12\cdot10^{2}$	2,81	$1,69\cdot10^{4}$
66	$3,99\cdot10^{-1}$	$9,98\cdot10^{-3}$	$5,98\cdot10$	116	$1,26\cdot10^{2}$	3,16	$1,89\cdot10^{4}$
67	$4,48\cdot10^{-1}$	$1,12\cdot10^{-3}$	$6,72\cdot10$	117	$1,42\cdot10^{2}$	3,54	$2,12\cdot10^{4}$
68	$5,02\cdot10^{-1}$	$1,26\cdot10^{-3}$	$7,54\cdot10$	118	$1,59\cdot10^{2}$	3,97	$2,38\cdot10^{4}$
69	$5,64\cdot10^{-1}$	$1,41\cdot10^{-3}$	$8,45\cdot10$	119	$1,78\cdot10^{2}$	4,46	$2,67\cdot10^{4}$
70	$6,32\cdot10^{-1}$	$1,58\cdot10^{-3}$	$9,49\cdot10$	120	$2,00\cdot10^{2}$	5,00	$3,00\cdot10^{4}$
71	$7,10\cdot10^{-1}$	$1,77\cdot10^{-2}$	$1,06\cdot10^{2}$	121	$2,24\cdot10^{2}$	5,61	$3,37\cdot10^{4}$
72	$7,96\cdot10^{-1}$	$1,99\cdot10^{-2}$	$1,19\cdot10^{2}$	122	$2,52\cdot10^{2}$	6,30	$3,78\cdot10^{4}$
73	$8,93\cdot10^{-1}$	$2,23\cdot10^{-2}$	$1,34\cdot10^{2}$	123	$2,83\cdot10^{2}$	7,07	$4,24\cdot10^{4}$
74	1,00	$2,51\cdot10^{-2}$	$1,50\cdot10^{2}$	124	$3,17\cdot10^{2}$	7,93	$4,76\cdot10^{4}$
75	1,12	$2,81\cdot10^{-2}$	$1,69\cdot10^{2}$	125	$3,56\cdot10^{2}$	8,89	$5,33\cdot10^{4}$

дб	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек*	Ускорение, *см/сек²*	*дб*	Звуковое давление, *дин/см²*	Скорость, *см/сек*	Ускорение, *см/сек²*
126	$3{,}99\cdot10^2$	9,98	$5{,}98\cdot10^4$	139	$1{,}78\cdot10^3$	$4{,}46\cdot10$	$2{,}67\cdot10^5$
127	$4{,}48\cdot10^2$	$1{,}12\cdot10$	$6{,}72\cdot10^4$	140	$2{,}00\cdot10^3$	$5{,}00\cdot10$	$3{,}00\cdot10^5$
128	$5{,}02\cdot10^2$	$1{,}26\cdot10$	$7{,}54\cdot10^4$	141	$2{,}24\cdot10^3$	$5{,}61\cdot10$	$3{,}37\cdot10^5$
129	$5{,}64\cdot10^2$	$1{,}41\cdot10$	$8{,}45\cdot10^4$	142	$2{,}52\cdot10^3$	$6{,}30\cdot10$	$3{,}78\cdot10^5$
130	$6{,}32\cdot10^2$	$1{,}58\cdot10$	$9{,}49\cdot10^4$	143	$2{,}83\cdot10^3$	$7{,}07\cdot10$	$4{,}24\cdot10^5$
131	$7{,}10\cdot10^2$	$1{,}77\cdot10$	$1{,}06\cdot10^5$	144	$3{,}17\cdot10^3$	$7{,}93\cdot10$	$4{,}76\cdot10^5$
132	$7{,}96\cdot10^2$	$1{,}99\cdot10$	$1{,}19\cdot10^5$	145	$3{,}56\cdot10^3$	$8{,}89\cdot10$	$5{,}33\cdot10^5$
133	$8{,}93\cdot10^2$	$2{,}23\cdot10$	$1{,}34\cdot10^5$	146	$3{,}99\cdot10^3$	$9{,}98\cdot10$	$5{,}98\cdot10^5$
134	$1{,}00\cdot10^3$	$2{,}51\cdot10$	$1{,}50\cdot10^5$	147	$4{,}48\cdot10^3$	$1{,}12\cdot10^2$	$6{,}72\cdot10^5$
135	$1{,}12\cdot10^3$	$2{,}81\cdot10$	$1{,}69\cdot10^5$	148	$5{,}02\cdot10^3$	$1{,}26\cdot10^2$	$7{,}54\cdot10^5$
136	$1{,}26\cdot10^3$	$3{,}16\cdot10$	$1{,}89\cdot10^5$	149	$5{,}64\cdot10^3$	$1{,}41\cdot10^2$	$8{,}45\cdot10^5$
137	$1{,}42\cdot10^3$	$3{,}54\cdot10$	$2{,}12\cdot10^5$	150	$6{,}32\cdot10^3$	$1{,}58\cdot10^2$	$9{,}49\cdot10^5$
138	$1{,}59\cdot10^3$	$3{,}97\cdot10$	$2{,}38\cdot10^5$				

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

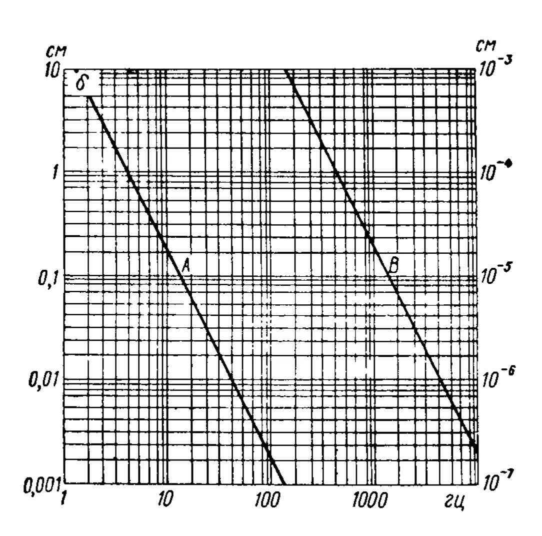


Рис. П-1

Зависимость резонансной частоты f_0 для простой колебательной системы, состоящей из массы, подвешенной на пружине, от статической деформации пружины δ, *см*.

Значения ординат для кривой *A* даны слева, а кривой *B* — справа.

Зависимость определяется формулой

$$f_0 = 5\sqrt{\frac{1}{\delta}}.$$

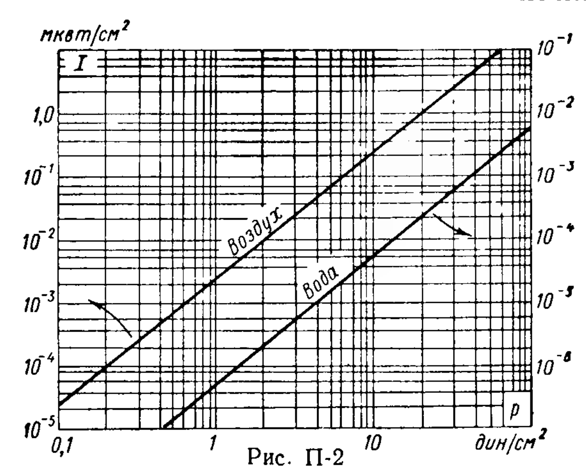


Рис. П-2

Зависимость интенсивности силы звука I, *мквт/см²* в плоской или сферической волне в воздухе или воде от звукового давления p, *дин/см²*.

Зависимость определяется формулой

$$I = \frac{p^2}{10\rho c}.$$

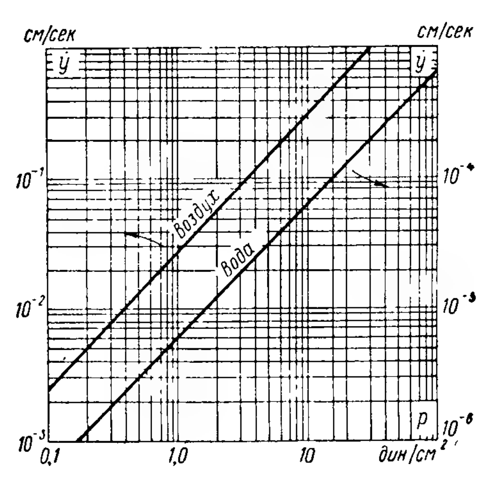


Рис. П-3

Зависимость колебательной скорости $\dot{y}$ в плоской или сферической волне в воздухе и воде от давления p, *дин/см²*.

Зависимость определяется формулой

$$\dot{y} = \frac{p}{\rho c}.$$

Пример. Найти колебательную скорость в воздухе и воде при давлении 3 *дин/см²*. Из графика находим: для воды (справа) $\dot{y} = 2 \cdot 10^{-5}$ *см/сек*; для воздуха (слева) $\dot{y} = 0{,}07$ *см/сек*.

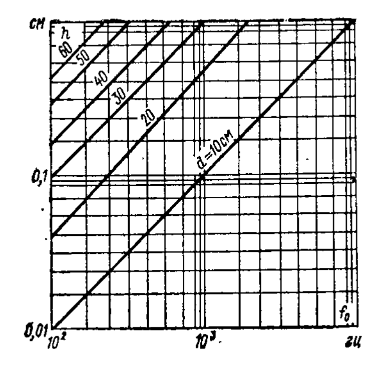


Рис. П-4

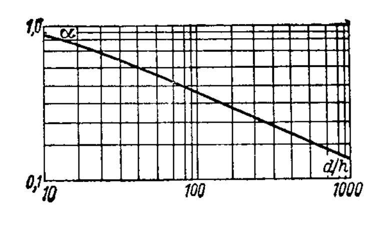


Рис. П-5

Зависимость основной резонансной частоты f_0, *гц*, круглого, защемленного по периметру, алюминиевого или стального диска от его толщины h, *см*, и диаметра d, *см*, являющегося параметром семейства прямых (рис. П-4).

Предполагается, что диск колеблется в вакууме. Влияние окружающей диск среды может быть учтено с помощью рис. П-5.

Зависимость определяется формулой

$$f_0 = \frac{h}{d^2} \cdot 10^6,\ гц.$$

Для определения резонансной частоты сложного колебания полученные из графика значения частоты необходимо умножить на следующие коэффициенты.

Число узловых диаметров	Частотный коэффициент α при числе узловых окружностей		
	1	2	3
0	1	3,88	8,8
1	2,08	—	—
2	3,4	—	—

Примечание. 1. Окружность, по которой защемлен диск, считается первой угловой окружностью. 2. При $d/h \leqslant 1000$ резонансная частота при колебаниях диска в воздухе и вакууме практически одинакова.

Пример 1. Найти резонансную частоту при двух узловых окружностях для круглого стального подшипникового щита электрической машины, имеющего толщину 1 *см* и диаметр 60 *см*.

Восстанавливая абсциссу (рис. П-4) из точки на оси ординат, соответствующей значению толщины диска 1 *см*, до пересечения с наклонной прямой для диаметра 60 *см*, отсчитываем на оси абсцисс значение резонансной частоты, равное 260 *гц*. Искомая величина равна $3{,}88 \cdot 260 = 1010$ *гц*.

При колебаниях стального диска в воде резонансная частота, полученная с помощью рис. П-4, должна быть умножена на значения частотного коэффициента α, взятого из рис. П-5.

Зависимость для α определяется по формуле

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + 0{,}0425 d/h}}.$$

Пример 2. Найти резонансную частоту подшипникового щита из примера 1, колеблющегося в воде. Из рис. П-5 для $\frac{d}{h} = \frac{60}{1} = 60$ находим $\alpha = 0{,}5$. Следовательно, резонансная частота в воде $f_0 = 1010 \cdot 0{,}5 = 505$ *гц*.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

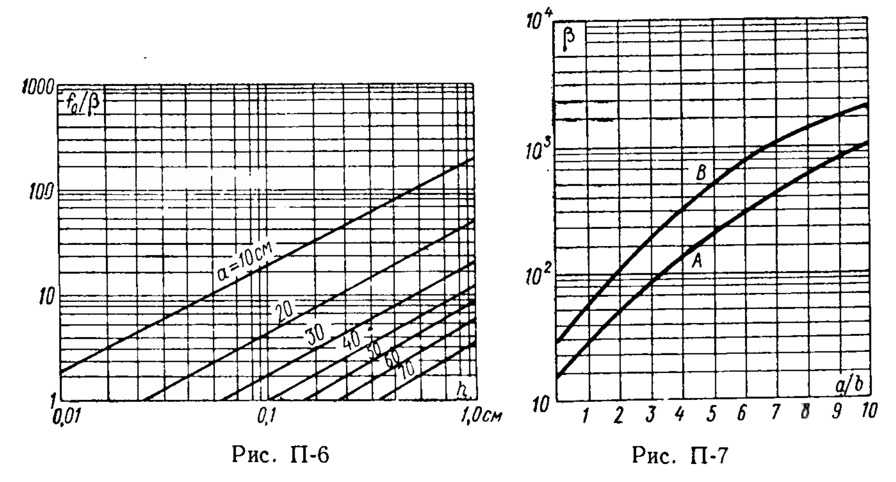


Рис. П-6 Рис. П-7

Зависимость отношения f_0/β (f_0, *гц* — резонансная частота прямоугольной стальной или алюминиевой пластины; β — частотный коэффициент, определяющий форму пластины и способ ее закрепления) от толщины пластины h, *см*, и наибольшего линейного размера a, *см*, служащего параметром семейства прямых.

Из рис. П-6 можно определить резонансную частоту опертой и закрепленной по периметру прямоугольной пластины, задаваясь ее геометрическими размерами и способом закрепления.

Предполагается, что колебания происходят в вакууме или в воздухе. В случае колебаний в воде резонансную частоту стальной пластины можно приближенно подсчитать, пользуясь формулой и графиком приложения 6, имея в виду, что $d = 1{,}13\sqrt{a, b}$, где a и b — длина и ширина пластины.

Зависимость определяется формулой

$$f_0/\beta = 2{,}45 \cdot 10^4 \cdot \frac{h}{a^2} \text{ — рис. П-6.}$$

Для опертой пластины

$$\beta = 9{,}87\left(1 + \frac{a^2}{b^2}\right) \text{ — рис. П-7, кривая } A;$$

для закрепленной по периметру пластины

$$\beta = 22{,}4\sqrt{1 + 0{,}605\frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}} \text{ — рис. П-7, кривая } B.$$

Пример. Найти резонансную частоту стальной защемленной прямоугольной пластины размером 30×50 *см*^{2} и толщиной 0,2 *см*, являющейся элементом корпуса электрической машины.

Из рис. П-6 для $h = 0{,}2$ *см* и наибольшей стороны $a = 50$ *см* находим $f_0/\beta = 1{,}3$

Из рис. П-7 по кривой B имеем $\beta = 80$. Следовательно,

$$f_0 = 1{,}3 \cdot 80 = 104 \text{ гц}.$$

Значение функции $\frac{p}{\nu}\frac{k_{w\nu}}{k_{w1}}$

q	1		2			3	
ν/p \ β	1	2/3	1	5/6	2/3	1	8/9
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
−5	+0,2000	−0,2000	+0,05359	+0,014359	−0,05359	+0,045336	+0,02959
+7	−0,142857	+0,142857	+0,038278	−0,010257	−0,038278	+0,0263988	+0,009168
−11	−0,09091	−0,09091	+0,09091	−0,09091	+0,09091	+0,016799	−0,005835
+13	+0,07692	+0,07692	−0,07692	+0,07692	−0,07692	+0,01744	−0,011381
−17	+0,05882	−0,05882	−0,01576	+0,00422	+0,01576	+0,05882	−0,05882
+19	−0,05263	+0,05263	−0,01410	−0,003779	+0,01410	−0,052631	+0,52631
−23	−0,04348	−0,04348	−0,04348	−0,04348	−0,04348	−0,009856	+0,006433
+25	+0,04000	+0,039999	+0,04000	+0,04000	−0,04000	−0,00739	+0,00257
−29	+0,03448	−0,03448	+0,00924	+0,002475	−0,00924	−0,00637	−0,00221
+31	−0,03226	+0,03226	+0,00864	−0,002316	−0,00864	−0,007312	−0,00477
−35	−0,02857	−0,02857	+0,02857	−0,02857	+0,02857	−0,02857	−0,02857
+37	+0,02703	+0,02703	−0,02703	+0,02703	−0,02703	+0,02703	+0,02703
−41	+0,02439	−0,02439	−0,00654	+0,00175	+0,00654	+0,00553	+0,00361
+43	−0,02326	+0,02326	−0,006231	−0,00167	+0,00623	+0,004297	+0,00149
−47	−0,021277	−0,021277	−0,021277	−0,021277	−0,021277	+0,00393	−0,001366
+49	+0,02041	+0,02041	+0,02041	+0,02041	+0,02041	+0,00463	−0,00302
−53	+0,01887	−0,01887	+0,00506	+0,001354	−0,00506	+0,018868	−0,018868
+55	−0,018182	+0,018181	+0,004872	−0,001306	−0,004871	−0,018182	+0,018182
−59	−0,01695	−0,01695	+0,01695	−0,01695	+0,01695	−0,00384	+0,00251
+61	+0,01639	+0,01639	−0,01639	+0,01639	−0,01639	−0,00303	+0,00105

q	3		4				
β / ν/p	7/9	2/3	1	11/12	5/6	3/4	2/3
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	—0,008378	—0,045337	+0,042883	+0,034315	+0,011490	—0,017763	—0,042883
+7	—0,0215206	—0,0263987	+0,0235034	+0,0144313	—0,006298	—0,02350	—0,023503
—11	—0,013695	+0,016799	+0,011968	+0,00158	—0,011969	—0,00496	+0,01197
+13	—0,003222	+0,01744	+0,010127	—0,001333	—0,010127	+0,00419	+0,01013
—17	+0,05882	—0,05882	+0,009678	—0,005943	—0,002593	+0,00968	—0,009678
+19	—0,052631	+0,052631	+0,011285	—0,00903	+0,003024	+0,004674	—0,01128
—23	+0,001822	—0,009856	+0,04348	—0,04348	+0,04348	—0,04348	+0,04348
+25	+0,00603	—0,00739	—0,04000	+0,04000	—0,04000	+0,04000	—0,04000
—29	+0,005195	+0,00637	—0,00739	+0,00592	—0,00198	—0,00306	+0,00739
+31	+0,00135	+0,00731	—0,00531	+0,00326	+0,00142	—0,00531	+0,00531
—35	—0,02857	—0,02857	—0,00376	+0,000495	+0,003762	—0,001558	—0,003762
+37	+0,02703	+0,02703	—0,003558	—0,000469	+0,00356	+0,00147	—0,00356
—41	—0,00102	—0,00553	—0,00401	—0,00246	+0,00107	+0,00401	+0,00401
+43	—0,00350	—0,004297	—0,00499	—0,00399	—0,001336	+0,00207	+0,004986
—47	—0,003205	+0,00393	—0,02128	—0,02128	—0,02128	—0,02128	—0,02128
+49	—0,000855	+0,00463	+0,02041	+0,02041	+0,02041	+0,02041	+0,02041
—53	+0,018868	—0,018868	+0,00405	+0,00324	+0,001084	—0,001676	—0,004046
+55	—0,018182	+0,018181	+0,002991	+0,001837	—0,000802	—0,00299	—0,00299
—59	+0,000710	—0,00384	+0,00223	+0,000294	—0,00223	—0,000924	+0,00223
+61	+0,002469	—0,00303	+0,00216	—0,000284	—0,002158	+0,000894	+0,002158

Продолжение

q	5						6
β / ν/p	1	14/15	13/15	4/5	11/15	2/3	1
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	+0,041812	+0,03641	+0,021373	—0,0000002	—0,0228844	—0,0418117	+0,0412
+7	+0,022316	+0,016676	+0,0023846	—0,013792	—0,023895	—0,0223163	+0,0217
—11	+0,010402	+0,004254	—0,00712	—0,01040	—0,00119	+0,010402	+0,00967
+13	+0,00822	+0,00172	—0,00768	—0,00508	+0,00602	+0,00822	+0,0074
—17	+0,006286	—0,001314	—0,00587	+0,003885	+0,00460	—0,006286	+0,00515
+19	+0,00602	—0,002463	—0,004119	+0,00602	—0,000689	—0,00602	+0,0046
—23	+0,006792	—0,005075	+0,000726	+0,004198	—0,00727	+0,00679	+0,00418
+25	+0,00836	—0,007282	+0,00427	—0,00000	—0,00458	+0,00836	+0,00426
—29	+0,03448	—0,03448	+0,03448	—0,03448	+0,03448	—0,03448	+0,00524
+31	—0,03226	+0,03226	—0,03226	+0,03226	—0,03226	+0,03226	+0,00665
—35	—0,00597	+0,0052	—0,00305	—0,00000	+0,00327	—0,00597	+0,02857
+37	—0,00422	+0,00315	—0,000451	—0,00261	+0,00452	—0,00422	—0,027
—41	—0,00279	+0,00114	+0,00191	—0,00279	+0,000319	—0,00279	—0,00503
+43	—0,002485	+0,000519	+0,00232	—0,001536	—0,00182	+0,00248	—0,00353
—47	—0,00227	—0,000475	+0,00212	+0,00141	—0,00167	—0,00227	—0,00226
+49	—0,00234	—0,000955	+0,001597	+0,00234	+0,000267	—0,00233	—0,00196
—53	—0,002948	—0,002203	—0,000315	+0,00182	+0,003156	+0,00295	—0,00165
+55	—0,0038	—0,00331	—0,00194	—0,0000002	+0,00208	+0,00380	—0,00159
—59	—0,01695	—0,01695	—0,01695	—0,01695	—0,01695	—0,01695	—0,00163
+61	+0,016394	+0,016394	+0,016393	+0,016393	+0,016393	+0,016393	—0,00174

Продолжение

q	6						7
ν/p \ β	17/18	8/9	5/6	7/9	13/18	2/3	1
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	+0,0375	+0,0269	+0,0111	—0,00762	—0,0261	—0,0412	+0,0409
+7	+0,0178	+0,00754	—0,00582	—0,0177	—0,0239	—0,0217	+0,0214
—11	+0,00557	—0,00336	—0,00967	—0,00788	+0,00093	+0,00967	+0,00927
+13	+0,00314	—0,00483	—0,0074	—0,00137	+0,00669	+0,0074	+0,00696
—17	+0,00045	—0,00515	—0,00138	+0,00515	+0,0024	—0,00515	+0,0046
+19	—0,000403	—0,00460	+0,00123	+0,00460	—0,00215	—0,00460	+0,00398
—23	—0,00177	—0,00273	+0,00418	—0,000773	—0,00378	+0,00418	+0,00329
+25	—0,00245	—0,00148	+0,00426	—0,00347	—0,000409	+0,00426	+0,00313
—29	—0,00431	+0,00182	+0,00140	—0,00427	+0,00576	—0,00524	+0,00312
+31	—0,00605	+0,00434	—0,00178	—0,001229	+0,00421	—0,00665	+0,00329
—35	—0,02857	+0,02857	—0,02857	+0,02857	—0,02857	+0,02857	+0,00427
+37	+0,027	—0,027	+0,027	—0,027	+0,027	—0,027	+0,00553
—41	+0,00458	—0,00328	+0,00135	+0,00093	—0,00318	+0,00503	+0,0244
+43	+0,0029	—0,00123	—0,000947	+0,00288	—0,00388	+0,00353	—0,02325
—47	+0,0013	+0,000786	—0,00226	+0,00184	+0,000218	—0,00226	—0,00435
+49	+0,00083	+0,00128	—0,00196	+0,000362	+0,00177	—0,00195	—0,00305
—53	+0,000144	+0,00165	—0,00044	—0,00165	+0,00077	+0,00165	—0,00192
+55	—0,000139	+0,00159	+0,000426	—0,00159	—0,00074	+0,00159	—0,00164
—59	—0,000692	+0,00106	+0,00163	+0,000301	—0,00147	—0,00163	—0,00133
+61	—0,00100	+0,000606	+0,00174	+0,00142	—0,000168	—0,00174	—0,00124

Продолжение

q	7						
β / ν/p	20/21	19/21	6/7	17/21	16/21	5/7	2/3
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
−5	+0,0382	+0,0303	+0,0182	+0,0032	−0,0129	−0,0283	−0,0409
+7	+0,0185	+0,0108	−0,000000	−0,01117	−0,0198	−0,0237	−0,0216
−11	+0,00632	−0,0007	−0,00743	−0,00959	−0,0056	+0,00229	+0,00927
+13	+0,00393	−0,00257	−0,00696	−0,00534	+0,00111	+0,00696	+0,00696
−17	+0,00136	−0,00384	−0,00369	+0,00176	+0,00493	+0,00114	−0,0046
+19	+0,00059	−0,00384	−0,00177	+0,00344	+0,00291	−0,00275	−0,00398
−23	−0,00049	−0,00317	+0,00146	+0,00284	−0,0024	−0,00227	+0,00329
+25	−0,000925	−0,00261	+0,002509	+0,001196	−0,00335	+0,000773	+0,00313
−29	−0,00176	−0,00115	+0,00312	−0,00239	−0,000499	+0,00312	−0,00312
+31	−0,00224	−0,000248	+0,00264	−0,0034	+0,00199	+0,000812	−0,00329
−35	−0,00371	+0,00216	−0,000000	−0,00223	+0,00397	−0,00474	+0,00427
+37	−0,00516	+0,0041	−0,00246	+0,000433	+0,00175	−0,00382	+0,00553
−41	−0,0244	+0,0244	−0,0244	+0,0244	−0,0244	+0,0244	−0,0244
+43	+0,02325	−0,02325	+0,02325	−0,02325	+0,02325	−0,02325	+0,02325
−47	+0,00406	−0,00323	+0,00194	−0,00034	−0,00138	+0,00301	−0,00435
+49	+0,00265	−0,00154	−0,000000	+0,00159	−0,00284	+0,00338	−0,00305
−53	+0,00131	+0,000145	−0,00154	+0,00199	−0,00116	−0,000475	+0,00192
+55	+0,000929	+0,000608	−0,00164	+0,00126	+0,000263	−0,00164	+0,00164
−59	+0,000392	+0,00111	−0,00106	−0,000507	+0,00142	−0,000327	−0,00133
+61	+0,000185	+0,0012	−0,00055	−0,00107	+0,000905	+0,000857	−0,00124

q	8						
ν/p \ β	1	23/24	11/12	7/8	5/6	19/24	3/4
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	+0,0407	+0,0386	+0,0326	+0,0231	+0,0109	—0,0028	—0,0169
+7	+0,0211	+0,019	+0,01297	+0,0042	—0,00566	—0,0147	—0,0211
—11	+0,009	+0,00679	+0,00119	—0,0051	—0,009	—0,00854	—0,00374
+13	+0,00669	+0,00442	—0,00088	—0,00567	—0,00669	—0,00313	+0,00277
—17	+0,00429	+0,0019	—0,00263	—0,00429	—0,00115	+0,0034	+0,00429
+19	+0,00364	+0,00117	—0,0029	—0,00308	+0,00097	+0,00383	+0,0015
—23	+0,00285	+0,000187	—0,00285	—0,000567	+0,00285	+0,000967	—0,00285
+25	+0,00262	—0,000172	—0,00262	+0,00052	+0,00262	—0,00089	—0,00262
—29	+0,00238	—0,000767	—0,0019	+0,00202	+0,000638	—0,0025	+0,000987
+31	+0,00235	—0,00104	—0,00144	+0,00235	—0,00063	—0,00187	+0,00235
—35	+0,00249	—0,00164	—0,000327	+0,00211	—0,00248	+0,00116	+0,00103
+37	+0,00268	—0,00202	+0,000353	+0,00152	—0,00268	+0,00254	—0,00111
—41	+0,0036	—0,00324	+0,00221	—0,000718	—0,000966	+0,00251	—0,0036
+43	+0,00473	—0,00449	+0,00379	—0,00268	+0,00127	+0,000326	—0,00196
—47	+0,02127	—0,02127	+0,02127	—0,02127	+0,02127	—0,02127	+0,02127
+49	—0,0204	+0,0204	—0,0204	+0,0204	—0,0204	+0,0204	—0,0204
—53	—0,00384	+0,00364	—0,00307	+0,00217	—0,00103	—0,000265	+0,00159
+55	—0,00268	+0,00241	—0,00165	+0,000535	+0,000721	—0,00187	+0,00269
—59	—0,00168	+0,00127	—0,000221	—0,000952	+0,00168	—0,00159	+0,000696
+61	—0,00143	+0,000942	+0,000188	—0,00121	+0,00143	—0,000666	—0,000591

Продолжение

q	8		9					
ν/p \ β	17/24	2/3	1	26/27	25/27	8/9	23/27	22/27
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	—0,0299	—0,0407	+0,0405	+0,0389	+0,0341	+0,0265	+0,0165	+0,00491
+7	—0,0235	—0,0211	+0,02097	+0,0193	+0,01449	+0,00728	—0,00125	—0,00982
—11	+0,00323	+0,009	+0,00885	+0,00711	+0,00256	—0,00307	—0,00760	—0,00922
+13	+0,00707	+0,00669	+0,00652	+0,00475	+0,000381	—0,00425	—0,00665	—0,00546
—17	+0,000313	+0,00429	+0,00409	+0,00225	—0,00163	—0,00409	—0,00289	+0,000986
+19	—0,00305	—0,00364	+0,00342	+0,00154	—0,00206	—0,00342	—0,00101	+0,0026
—23	—0,0014	+0,00285	+0,0026	+0,00060	—0,00234	—0,00169	+0,00159	+0,00249
+25	+0,00129	+0,00262	+0,00234	+0,000272	—0,00229	—0,000813	+0,00215	+0,00134
—29	+0,00199	—0,00238	+0,00202	—0,00023	—0,00198	+0,000701	+0,00185	—0,00116
+31	—0,000172	—0,00235	+0,00193	—0,000445	—0,00173	+0,001258	+0,001183	—0,00185
—35	—0,00262	—0,00248	+0,00186	—0,000836	—0,0011176	+0,00186	—0,000548	—0,00141
+37	—0,00096	+0,00268	+0,00188	—0,001035	—0,00075	+0,00188	—0,00133	—0,000453
—41	+0,00401	—0,0036	+0,00207	—0,00151	+0,000121	+0,00135	—0,00211	+0,00173
+43	+0,00348	—0,00473	+0,00226	—0,00182	+0,000654	+0,000786	—0,00194	+0,00236
—47	—0,02127	+0,02127	+0,00312	—0,00287	+0,00216	—0,00108	—0,000186	+0,00146
+49	+0,0204	—0,0204	+0,00414	—0,00397	+0,00348	—0,00270	+0,00168	—0,00050
—53	—0,00282	+0,00384	+0,01887	—0,01887	+0,01887	—0,01887	+0,01887	—0,01887
+55	—0,00299	+0,00269	—0,01818	+0,01818	—0,01818	+0,01818	—0,01818	+0,01818
—59	+0,000603	—0,00168	—0,00344	+0,003297	—0,00289	+0,00224	—0,001398	+0,000416
+61	+0,00151	—0,00143	—0,00241	+0,00221	—0,00166	+0,000835	+0,000144	—0,00112

Продолжение

q	9				10			
β / ν/p	7/9	20/27	19/27	2/3	1	29/30	14/15	9/10
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	—0,00749	—0,01982	—0,03114	—0,0405	+0,0404	+0,0391	+0,0352	+0,02895
+7	—0,0171	—0,02188	—0,0233	—0,02097	+0,02086	+0,0195	+0,01559	+0,00959
—11	—0,00721	—0,00222	+0,00392	+0,00885	+0,00874	+0,00734	+0,00357	—0,00138
+13	—0,00120	+0,00390	+0,0071	+0,00652	+0,0064	+0,00498	+0,00134	—0,00294
—17	+0,00409	+0,00358	—0,000266	—0,00409	+0,00396	+0,0025	—0,000828	—0,00357
+19	+0,00342	+0,000433	—0,0032	—0,00342	+0,00328	+0,00179	—0,00134	—0,00328
—23	—0,00048	—0,00282	—0,000834	+0,0026	+0,00244	+0,000875	—0,00182	—0,002199
+25	—0,00191	—0,00185	+0,00156	+0,00234	+0,00217	+0,00056	—0,00189	—0,00155
—29	—0,00165	+0,0016	+0,00135	—0,00202	+0,00181	+0,000095	—0,00181	—0,000286
+31	—0,000356	+0,00209	—0,00062	—0,00193	+0,00169	—0,00009	—0,00169	+0,000268
—35	+0,00186	—0,000235	—0,00174	+0,00186	+0,00155	—0,000401	—0,00135	+0,00111
+37	+0,00188	—0,00164	—0,000122	+0,00188	+0,00151	—0,000544	—0,00113	+0,00137
—41	—0,000382	—0,00124	+0,00225	—0,00207	+0,00152	—0,00083	—0,000622	+0,00152
+43	—0,00185	+0,000569	+0,001003	—0,00226	+0,00157	—0,000987	—0,000327	+0,00141
—47	—0,00255	+0,00326	—0,00347	+0,00312	+0,00177	—0,00138	+0,00037	+0,000813
+49	—0,000764	+0,00202	—0,00318	+0,00414	+0,00196	—0,00165	+0,00080	+0,00031
—53	+0,01887	—0,01887	+0,01887	—0,01887	+0,00275	—0,00257	+0,00206	—0,00127
+55	—0,01818	+0,01818	—0,01818	+0,01818	+0,00368	—0,00356	+0,00320	—0,00263
—59	+0,000635	—0,00168	+0,00264	—0,00344	+0,01695	—0,01695	+0,01695	—0,01695
+61	+0,00196	—0,00251	+0,00267	—0,00241	—0,01639	+0,01639	—0,01639	+0,01639

Продолжение

q	10						
β / ν/p	13/15	5/6	4/5	23/30	11/15	7/10	2/3
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
—5	+0,0207	+0,0108	—0,00000	—0,0112	—0,0221	—0,0321	—0,0404
+7	+0,00223	—0,00559	—0,01289	—0,01874	—0,0223	—0,0231	—0,0209
—11	—0,00598	—0,00874	—0,00874	—0,00889	—0,000999	+0,00445	+0,00874
+13	—0,00597	—0,0064	—0,00395	+0,00359	+0,00469	+0,00709	+0,0064
—17	—0,0037	—0,00106	+0,00245	+0,00424	+0,00290	—0,000696	—0,00396
+19	—0,00225	+0,00088	+0,00328	+0,00273	—0,000376	—0,00328	—0,00328
—23	+0,00026	+0,00244	+0,00151	—0,00142	—0,00261	—0,00043	+0,00244
+25	+0,00111	+0,00217	—0,000000	—0,00224	—0,00119	+0,00172	+0,00217
—29	+0,00181	+0,00048	—0,00181	—0,00069	+0,00181	+0,00092	—0,00181
+31	+0,00169	—0,00045	—0,00169	+0,000649	+0,00169	—0,000861	—0,00169
—35	+0,000791	—0,00155	+0,000000	+0,0016	—0,00085	—0,00123	+0,00155
+37	+0,000162	—0,00151	+0,000936	+0,000884	—0,00162	+0,000266	+0,00151
—41	—0,00104	—0,000408	+0,00152	—0,00127	—0,000174	+0,00152	—0,00152
+43	—0,00146	+0,00042	+0,000968	—0,00167	+0,00115	+0,000275	—0,00157
—47	—0,00165	+0,00177	—0,00109	—0,000099	+0,001296	—0,00196	+0,00177
+49	—0,00134	+0,00196	—0,00196	+0,00132	—0,00022	—0,000999	+0,00196
—53	+0,000295	+0,000738	—0,00170	+0,00247	—0,00295	+0,00305	—0,00275
+55	+0,00188	—0,00098	+0,000000	+0,00102	—0,00201	+0,00292	—0,00368
—59	+0,01695	—0,01695	+0,01695	—0,01695	+0,01695	—0,01695	+0,01695
+61	—0,01639	+0,01639	—0,01639	+0,01639	—0,01639	+0,01639	—0,01639

Значение функций $\Phi(\xi) = \xi - \frac{\sin \cdot 2\pi\xi}{2\pi}$

ξ	Φ (ξ)	ξ	Φ (ξ)	ξ	Φ (ξ)
0,000	0,0000000	0,100	0,00657	0,340	0,206
0,002	0,0000000	0,100	0,0066	0,345	0,213
0,004	0,0000004	0,105	0,0075	0,350	0,221
0,006	0,0000014	0,110	0,0086	0,355	0,229
0,008	0,0000034	0,115	0,0098	0,360	0,237
0,010	0,0000066	0,120	0,0110	0,365	0,246
0,012	0,000011	0,125	0,0125	0,370	0,254
0,014	0,000018	0,130	0,0140	0,375	0,262
0,016	0,000027	0,135	0,0156	0,380	0,271
0,018	0,000038	0,140	0,0174	0,385	0,280
0,020	0,000053	0,145	0,0192	0,390	0,289
0,022	0,000070	0,150	0,0212	0,395	0,297
0,024	0,000091	0,155	0,0234	0,400	0,306
0,026	0,000115	0,160	0,0256	0,405	0,316
0,028	0,000144	0,165	0,0280	0,410	0,325
0,030	0,000177	0,170	0,0305	0,415	0,334
0,032	0,000215	0,175	0,0332	0,420	0,343
0,034	0,000258	0,180	0,0360	0,425	0,353
0,036	0,000306	0,185	0,0390	0,430	0,362
0,038	0,000360	0,190	0,0420	0,435	0,372
0,040	0,000420	0,195	0,0453	0,440	0,381
0,042	0,000487	0,200	0,0486	0,445	0,391
0,044	0,000560	0,205	0,0522	0,450	0,401
0,046	0,000640	0,210	0,0560	0,455	0,411
0,048	0,000725	0,215	0,0597	0,460	0,420
0,050	0,000820	0,220	0,0637	0,465	0,430
0,052	0,00092	0,225	0,0678	0,470	0,440
0,054	0,00103	0,230	0,0721	0,475	0,450
0,056	0,00115	0,235	0,0766	0,480	0,460
0,058	0,00128	0,240	0,0812	0,485	0,470
0,060	0,00142	0,245	0,0859	0,490	0,480
0,062	0,00157	0,250	0,0908	0,495	0,490
0,064	0,00172	0,255	0,0959	0,500	0,500
0,066	0,00188	0,260	0,1012	0,500	0,500
0,068	0,00204	0,265	0,1066	0,505	0,510
0,070	0,00226	0,270	0,1121	0,510	0,520
0,072	0,00245	0,275	л,1178	0,515	0,530
0,074	0,00266	0,280	0,1237	0,520	0,540
0,076	0,00289	0,285	0,1297	0,525	0,550
0,078	0,00312	0,290	0,1360	0,530	0,560
0,080	0,00337	0,295	0,1422	0,535	0,570
0,082	0,00362	0,300	0,1486	0,540	0,580
0,084	0,00389	0,300	0,149	0,545	0,589
0,086	0,00418	0,305	0,155	0,550	0,599
0,088	0,00448	0,310	0,162	0,555	0,609
0,090	0,00479	0,315	0,170	0,560	0,619
0,092	0,00512	0,320	0,176	0,565	0,628
0,094	0,00545	0,325	0,183	0,570	0,638
0,096	0,00581	0,330	0,191	0,575	0,647
0,098	0,00619	0,335	0,198	0,580	0,657

ξ	Φ (ξ)	ξ	Φ (ξ)	ξ	Φ (ξ)
0,585	0,666	0,775	0,9322	0,926	0,99734
0,590	0,675	0,780	0,9363	0,928	0,99755
0,595	0,684	0,785	0,9403	0,930	0,99774
0,600	0,694	0,790	0,9441	0,932	0,99796
0,605	0,703	0,795	0,9478	0,934	0,99812
0,610	0,711	0,800	0,9514	0,936	0,99828
0,615	0,720	0,805	0,9547	0,938	0,99843
0,620	0,729	0,810	0,9580	0,940	0,99858
0,625	0,738	0,815	0,9611	0,942	0,99872
0,630	0,746	0,820	0,9640	0,944	0,99885
0,635	0,754	0,825	0,9668	0,946	0,99897
0,640	0,763	0,830	0,9695	0,948	0,99908
0,645	0,771	0,835	0,9720	0,950	0,999180
0,650	0,779	0,840	0,9744	0,952	0,999275
0,655	0,787	0,845	0,9766	0,954	0,999360
0,660	0,794	0,850	0,9788	0,956	0,999440
0,665	0,802	0,855	0,9808	0,958	0,999513
0,670	0,809	0,860	0,9826	0,960	0,999580
0,675	0,817	0,865	0,9844	0,962	0,999640
0,680	0,824	0,870	0,9860	0,964	0,999694
0,685	0,831	0,875	0,9875	0,966	0,999742
0,690	0,838	0,880	0,9890	0,968	0,999785
0,695	0,845	0,885	0,9902	0,970	0,999823
0,700	0,851	0,890	0,9915	0,972	0,999856
0,700	0,8514	0,895	0,9926	0,974	0,999885
0,705	0,8578	0,900	0,9934	0,976	0,999909
0,710	0,8641	0,900	0,99343	0,978	0,999930
0,715	0,8703	0,902	0,99381	0,980	0,999947
0,720	0,8763	0,904	0,99419	0,982	0,999962
0,725	0,8822	0,906	0,99455	0,984	0,999973
0,730	0,8879	0,908	0,99488	0,986	0,999982
0,735	0,8935	0,910	0,99521	0,988	0,999989
0,740	0,8988	0,912	0,99552	0,990	0,9999934
0,745	0,9041	0,914	0,99582	0,992	0,9999966
0,750	0,9092	0,916	0,99611	0,994	0,9999986
0,755	0,9141	0,918	0,99638	0,996	0,9999996
0,760	0,9188	0,920	0,99663	0,998	1,0000000
0,765	0,9234	0,922	0,99688	1,000	1,0000000
0,770	0,9279	0,924	0,99711		

Примечание. При расчете критических скоростей ξ округлять до значений, указанных в таблице.

Погонные веса $q = 0{,}616 \cdot 10^{-2} d^2$ и моменты инерции $J = \frac{\pi d^4}{64}$ круглых сечений вала (плотность вала — 7,85 *кг/дм*³)

d, *см*	*q* $0{,}616 \cdot 10^{-2} d^2$, *кгс/см*	*J* $\frac{\pi}{64} d^4$, *см*⁴	*d*, *см*	*q* $0{,}616 \cdot 10^{-2} d^2$, *кгс/см*	*J* $\frac{\pi}{64} d^4$, *см*⁴
1	$0{,}616 \cdot 10^{-2}$	0,0491	41	10,34	$1{,}387 \cdot 10^5$
2	$2{,}46 \cdot 10^{-2}$	0,785	42	10,86	$1{,}527 \cdot 10^5$
3	$5{,}54 \cdot 10^{-2}$	3,98	43	11,38	$1{,}678 \cdot 10^5$
4	$9{,}85 \cdot 10^{-2}$	12,57	44	11,90	$1{,}840 \cdot 10^5$
5	$15{,}40 \cdot 10^{-2}$	30,70	45	12,45	$2{,}01 \cdot 10^5$
6	$22{,}2 \cdot 10^{-2}$	63,6	46	13,02	$2{,}20 \cdot 10^5$
7	$30{,}2 \cdot 10^{-2}$	117,9	47	13,60	$2{,}40 \cdot 10^5$
8	$39{,}4 \cdot 10^{-2}$	201	48	14,20	$2{,}60 \cdot 10^5$
9	$49{,}8 \cdot 10^{-2}$	322	49	14,78	$2{,}83 \cdot 10^5$
10	$61{,}6 \cdot 10^{-2}$	491	50	15,40	$3{,}07 \cdot 10^5$
11	0,745	$0{,}719 \cdot 10^3$	51	16,0	$3{,}32 \cdot 10^5$
12	0,887	$1{,}018 \cdot 10^3$	52	16,64	$3{,}58 \cdot 10^5$
13	1,040	$1{,}402 \cdot 10^3$	53	17,27	$3{,}87 \cdot 10^5$
14	1,206	$1{,}886 \cdot 10^3$	54	17,95	$4{,}17 \cdot 10^5$
15	1,386	$2{,}48 \cdot 10^3$	55	18,60	$4{,}49 \cdot 10^5$
16	1,576	$3{,}22 \cdot 10^3$	56	19,30	$4{,}82 \cdot 10^5$
17	1,780	$4{,}10 \cdot 10^3$	57	20,0	$5{,}18 \cdot 10^5$
18	1,995	$5{,}15 \cdot 10^3$	58	20,7	$5{,}55 \cdot 10^5$
19	2,22	$6{,}40 \cdot 10^3$	59	21,4	$5{,}94 \cdot 10^5$
20	2,46	$7{,}85 \cdot 10^3$	60	22,2	$6{,}36 \cdot 10^5$
21	2,71	$0{,}955 \cdot 10^4$	61	22,9	$0{,}679 \cdot 10^6$
22	2,98	$1{,}150 \cdot 10^4$	62	23,6	$0{,}725 \cdot 10^6$
23	3,26	$1{,}374 \cdot 10^4$	63	24,4	$0{,}773 \cdot 10^6$
24	3,54	$1{,}629 \cdot 10^4$	64	25,2	$0{,}823 \cdot 10^6$
25	3,85	$1{,}918 \cdot 10^4$	65	26,0	$0{,}876 \cdot 10^6$
26	4,16	$2{,}24 \cdot 10^4$	66	26,8	$0{,}931 \cdot 10^6$
27	4,49	$2{,}61 \cdot 10^4$	67	27,6	$0{,}989 \cdot 10^6$
28	4,83	$3{,}02 \cdot 10^4$	68	28,4	$1{,}050 \cdot 10^6$
29	5,17	$3{,}47 \cdot 10^4$	69	29,3	$1{,}111 \cdot 10^6$
30	5,54	$3{,}98 \cdot 10^4$	70	30,2	$1{,}178 \cdot 10^6$
31	5,92	$0{,}453 \cdot 10^5$	71	31,0	$1{,}248 \cdot 10^6$
32	6,31	$0{,}515 \cdot 10^5$	72	31,9	$1{,}317 \cdot 10^6$
33	6,70	$0{,}582 \cdot 10^5$	73	32,8	$1{,}393 \cdot 10^6$
34	7,12	$0{,}656 \cdot 10^5$	74	33,6	$1{,}470 \cdot 10^6$
35	7,53	$0{,}737 \cdot 10^5$	75	34,6	$1{,}553 \cdot 10^6$
36	7,97	$0{,}824 \cdot 10^5$	76	35,5	$1{,}637 \cdot 10^6$
37	8,43	$0{,}920 \cdot 10^5$	77	36,5	$1{,}724 \cdot 10^6$
38	8,90	$1{,}024 \cdot 10^5$	78	37,4	$1{,}818 \cdot 10^6$
39	9,37	$1{,}136 \cdot 10^5$	79	38,4	$1{,}911 \cdot 10^6$
40	9,85	$1{,}257 \cdot 10^5$	80	39,4	$2{,}01 \cdot 10^6$

d, см	q $0{,}616\cdot10^{-2}d^2$, кгс/см	J $\frac{\pi}{64}d^4$, см^4	d, см	q $0{,}616\cdot10^{-8}d^2$, кгс/см	J $\frac{\pi}{64}d^4$, см^4
81	40,0	$2{,}11\cdot10^6$	116	82,8	$0{,}889\cdot10^7$
82	41,4	$2{,}22\cdot10^6$	117	84,3	$0{,}920\cdot10^7$
83	42,4	$2{,}33\cdot10^6$	118	85,7	$0{,}952\cdot10^7$
84	43,4	$2{,}44\cdot10^6$	119	87,2	$0{,}984\cdot10^7$
85	44,5	$2{,}56\cdot10^6$	120	88,7	$1{,}018\cdot10^7$
86	45,6	$2{,}69\cdot10^6$	121	90,2	$1{,}052\cdot10^7$
87	46,6	$2{,}81\cdot10^6$	122	91,6	$1{,}087\cdot10^7$
88	47,7	$2{,}94\cdot10^6$	123	93,1	$1{,}123\cdot10^7$
89	48,8	$3{,}08\cdot00^6$	124	94,7	$1{,}160\cdot10^7$
90	49,8	$3{,}22\cdot10^6$	125	96,2	$1{,}198\cdot10^7$
91	51,0	$3{,}37\cdot10^6$	126	97,7	$1{,}237\cdot10^7$
92	52,1	$3{,}52\cdot10^6$	127	99,3	$1{,}277\cdot10^7$
93	53,2	$3{,}67\cdot10^6$	128	100,8	$1{,}318\cdot10^7$
94	54,4	$3{,}83\cdot10^6$	129	102,5	$1{,}359\cdot10^7$
95	55,6	$4{,}00\cdot10^6$	130	104,0	$1{,}402\cdot10^7$
96	56,7	$4{,}17\cdot10^6$	131	105,6	$1{,}446\cdot10^7$
97	57,9	$4{,}35\cdot10^6$	132	107,3	$1{,}490\cdot10^7$
98	59,1	$4{,}53\cdot10^6$	133	108,8	$1{,}536\cdot10^7$
99	60,3	$4{,}71\cdot10^6$	134	110,5	$1{,}583\cdot10^7$
100	61,6	$4{,}91\cdot10^6$	135	112,2	$1{,}630\cdot10^7$
101	62,8	$0{,}511\cdot10^7$	136	113,2	$1{,}679\cdot10^7$
102	64,0	$0{,}531\cdot10^7$	137	115,4	$1{,}729\cdot10^7$
103	65,3	$0{,}552\cdot10^7$	138	117,2	$1{,}780\cdot10^7$
104	66,6	$0{,}574\cdot10^7$	139	119,0	$1{,}832\cdot10^7$
105	67,8	$0{,}597\cdot10^7$	140	120,6	$1{,}886\cdot10^7$
106	69,2	$0{,}620\cdot10^7$	141	122,4	$1{,}940\cdot10^7$
107	70,4	$0{,}643\cdot10^7$	142	124,0	$1{,}996\cdot10^7$
108	71,7	$0{,}668\cdot10^7$	143	126,0	$2{,}05\cdot10^7$
109	73,1	$0{,}693\cdot10^7$	144	127,7	$2{,}11\cdot10^7$
110	74,5	$0{,}719\cdot10^7$	145	129,3	$2{,}17\cdot10^7$
111	75,8	$0{,}745\cdot10^7$	146	131,2	$2{,}23\cdot10^7$
112	77,2	$0{,}772\cdot10^7$	147	133,1	$2{,}29\cdot10^7$
113	78,6	$0{,}800\cdot10^7$	148	135,0	$2{,}36\cdot10^7$
114	80,0	$0{,}829\cdot10^7$	149	136,7	$2{,}42\cdot10^7$
115	81,3	$0{,}859\cdot10^7$	150	138,6	$2{,}48\cdot10^7$

Среднее значение звукоизоляции для некоторых материалов и конструкций (опытные данные)

Наименованне матерналов или конструкцнй	Толщина, *см*	Вес, *кгс/м²*	*L, дб*
Картон в несколько слоев	2,0	12	20
Фанера трехслойная	0,32	2,54	19
» »	0,64	3,56	21
Железо листовое	0,2	15,6	33
Стекло зеркальное	0,63	17,5	30
» двойное, промежуток 3,8 *см*	0,63	—	40
Стена из железобетона	10	240	49
Стена из кирпичной кладки в 1 кирпич	25	425	53
Перегородка одинарная из досок толщиной 2 *см*, оштукатуренная с обеих сторон, с оклейкой обоями	6	70	37
Перегородка двойная из фанерных листов толщиной 3 *мм* с промежутком 2,5 *см*, заполненная шлаковой ватой	3	8	26
То же с промежутком 6,5 *см*	7	14	34
Окно двойное, плотно закрытое	—	—	25
Окно одинарное, плотно закрытое	—	—	8,5
Тяжелая дубовая дверь	—	—	25
Металлическая дверь (герметичная)	—	—	30

Прнмечание. Приводимые значения *L* представляют средние значения для частот 128—2048 *гц* и могут отклоняться в ту или иную староиу на 2—3 *дб*.

Статические и динамические (вибрационные) жесткости амортизаторов АКСС-М

Тип амортизатора	Номинальная статическая нагрузка в направлении осей, *кгс*			Статическая жесткость, соответствующая деформациям в направлении осей, *кгс/см*			Динамическая жесткость, соответствующая деформациям в направленин осей, *кгс/см*		
	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y
АКСС-10	10	10	5	125	170	100	550	800	300
АКСС-15	15	15	10	150	250	130	650	1150	450
АКСС-25	25	25	10	220	500	210	1 100	1200	650
АКСС-40	40	40	15	400	600	350	1 650	1700	1000
АКСС-60	60	60	25	640	800	600	2 200	1700	900
АКСС-85	85	85	35	850	900	620	3 100	1900	1000
АКСС-120	120	110	50	1150	1200	650	3 500	2100	1300
АКСС-160	160	150	70	2800	1600	700	7 600	2300	1600
АКСС-220	220	190	80	4700	2500	750	10 000	3000	2800
АКСС-300	300	210	90	5200	3200	800	11 000	4200	2000
АКСС-400	400	260	100	7200	4000	900	14 500	5600	2600

Статические и динамические (вибрационные) жесткости амортизаторов типа АКСС-И

Тип амортизатора	Номинальные статические нагрузки в направлении осей, *кгс*			Статические жесткости, соответствующие деформациям в направлении осей, *кгс/см*			Динамические жесткости, соответствующие деформациям в направлении осей, *кгс/см*		
	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y
АКСС-25И	25	25	10	250	550	200	500	700	300
АКСС-40И	40	40	15	400	700	300	650	900	400
АКСС-60И	60	60	25	650	1000	350	1000	1200	500
АКСС-85И	85	85	35	800	1200	350	1350	1700	550
АКСС-120И	120	110	50	750	1000	300	1200	1500	500
АКСС-160И	160	150	70	1500	950	350	2600	1550	600
АКСС-220И	220	190	80	2300	1800	550	4000	2700	950
АКСС-300И	300	210	90	2800	1900	800	3950	2700	1100
АКСС-400И	400	260	100	2900	2700	850	5300	3700	1300

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

В книге приведены единицы измерений, принятые в литературе до введения международной системы единиц СИ и часто еще употребляемые в настоящее время в инженерной практике.

В приводимой ниже таблице приводится перевод единиц измерений, встречающихся в книге, в систему СИ.

Величина	Принятые единицы измерения	Единицы СИ
Сила (вес)	1 *кгс*	9,81 *н*
	1 *дин*	10^{-5} *н*
Масса	1 *кгс·сек²/см*	$1{,}02\cdot10^{-3}$ *кг*
Скорость	1 *см/сек*	10^{-2} *м/сек*
Ускорение	1 *см/сек²*	10^{-2} *м/сек²*
Податливость	1 *см/кгс*	$1{,}02\cdot10^{-2}$ *м/н*
Механические напряжения	1 *кгс/см²*	$9{,}81\cdot10^{4}$ *н/м²*
Звуковое давление	1 *дин/см²*	10^{-1} *н/м²*
Скорость вращения	1 *об/мин*	$\pi/30$ *рад/сек*
Температура	$T_C = 1°$ C	$T_K = 1°$ K $T_K = T_C + 273°$ C
Индукция	1 *гс*	10^{-4} *тл*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ананьев И. В.** Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. М.—Л., ОГИЗ, 1946. 223 с. с ил.
2. **Астахов Н. В.** Магнитный шум коллекторных электродвигателей. — «Электричество», 1951, № 1, с. 18—21 с ил.
3. **Беляковский Н. Г.** Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. Л., «Судостроение», 1965. 520 с. с ил.
4. **Борьба** с шумами и вибрациями. [Сборник статей] Под ред. В. И. Заборова. М., Госстройиздат, 1966. 210 с. с ил.
5. **Борьба** с шумом на судах. [Сборник статей.] Под ред. Н. Р. Четыркина. Л., «Судостроение», 1970. 162 с. с ил.
6. **Вибрации** статоров турбогенераторов с гибкими корпусами. — «Электротехника», 1963, № 10, с. 38—42 с ил. Авт.: В. М. Фридман, Г. А. Загородная, И. Ф. Кожевников, Л. В. Курилович.
7. **Воронецкий Б. Б., Кучер Э. Р.** Магнитный шум трехфазных асинхронных короткозамкнутых электрических двигателей. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957. 76 с. с ил.
8. **Гартог Д. П.** Механические колебания. М., Физматгиз, 1960. 579 с. с ил.
9. **Городецкий Э. А., Муркес Н. И.** Некоторые средства уменьшения вентиляционного шума электрических машин. — «Труды ВНИИЭМ», 1965, т. 20, с. 132—136 с ил.
10. **Геллер Б., Гамата В.** Дополнительные поля, моменты и потери мощности в асинхронных машинах. М.—Л., «Энергия», 1964. 260 с. с ил.
11. **Детинко Ф. М., Загородная Г. А., Фастовский В. М.** Прочность и колебания электрических машин. Л., «Энергия», 1969. 439 с. с ил.
12. **Детинко Ф. М., Шубов И. Г.** Влияние нагрузки на вибрации статоров двухполюсных турбогенераторов.— В кн.: Сборник «Электросила», 1971, № 28, с. 99—101 с ил.
13. **Ермолин Н. П.** Магнитный шум машин постоянного тока.— «Известия ЛЭТИ», 1955, вып. 28, с. 32—41 с ил.
14. **Зинченко В. И.** Шум судовых двигателей. Л., Судпромгиз, 1957. 270 с. с ил.
15. **Иоффе В. К., Янпольский А. А.** Расчетные графики и таблицы по электроакустике. М., Госэнергоиздат, 1964. 511 с. с ил.
16. **Ипатов П. М., Дукштау А. А., Детинко Ф. М.** Вибрации гидрогенераторов.— «Электричество», 1967, № 11, с. 23—26 с ил.
17. **Исакович М. М., Клейман Л. И., Перчанок Б. Х.** Устранение вибрации электрических машин. Л., «Энергия», 1969. 214 с. с ил.
18. **Клюкин И. И.** Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л., «Судостроение», 1961. 415 с. с ил.
19. **Кожешник Я.** Механика вращающихся электрических машин. М., Госэнергоиздат, 1962. 247 с. с ил.

20. **Костенко М. П., Пиотровский Л. М.** Электрические машины. Ч. I, II. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957. 651 с. с ил.

21. **Экспериментальные** исследования магнитного шума и вибрации электродвигателей.— «Труды ВНИИЭМ», 1965, т. 20, с. 127—132 с ил. Авт.: Э. Р. Кучер, Н. И. Муркес, Э. А. Городецкий.

22. **Лазароиу Д. Ф., Бикир Н.** Шум электрических машин и трансформаторов. М. «Энергия», 1973. 269 с. с ил.

23. **Ольсон.** Динамические аналогии. М.—Л., Изд-во иностр. лит., 1947. 212 с. с ил.

24. **Рабинович И. Н., Шубов И. Г.** Проектирование машин постоянного тока. Л., «Энергия», 1967. 498 с. с ил.

25. **Расчеты** на прочность в машиностроении. Под ред. С. Д. Пономарева. Т. III. М., Машгиз, 1959. 462 с. с ил.

26. **Рыбаков Е. А., Детинко Ф. М., Жихаревич М. С.** Свободные колебания статора турбогенератора.— «Электротехника», 1968, № 6, с. 32—37 с ил.

27. **Скуридин А. А., Михеев Е. М.** Борьба с шумом и вибрацией судовых ДВС. Л., «Судостроение», 1970. 223 с. с ил.

28. **Славин И. И.** Производственный шум и борьба с ним. М., Профиздат, 1955. 324 с. с ил.

29. **Слита В. Н., Шубов И. Г.** Аэродинамический шум электрических машин.— В кн.: сборник «Электросила», 1965, № 24, с. 41—45 с ил.

30. **Терских В. П.** Расчеты крутильных колебаний силовых установок. М., Машгиз, 1953. 473 с. с ил.

31. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959. 439 с. с ил.

32. **Турбогенераторы.** Л., «Энергия», 1967. 894 с. с ил. Авт.: В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная, Г. П. Вортаньян, Д. И. Заславский, И. А. Смотров.

33. **Урусов И. Д.** Основной вид собственных поперечных колебаний статора электрической машины.— «Вестник электропромышленности», 1951, № 3, с. 14—19 с ил.

34. **Фридман В. М.** Аналитический метод расчета критических скоростей вращения валов.— В кн.: Сборник «Электросила», 1955, № 13, с. 41—49 с ил.

35. **Целлер В.** Техника борьбы с шумом. М., Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам. 1958. 427 с. с ил.

36. **Шенфер К. Н.** Асинхронные машины. М.—Л., ОНТИ, 1938. 411 с. с ил.

37. **Шпрингман В. Г.** Магнитный шум электрических машин.— В кн.: «Шумы электрических машин». М., Академиздат, 1939, с. 17—21 с ил.

38. **Шубов И. Г.** О магнитном шуме машин постоянного тока.— В кн.: Сборник «Электросила», 1965, № 24, 45—49 с ил.

39. **Шубов И. Г.** Расчет магнитного шума машин постоянного тока методом электромеханической аналогии. — «Электричество», 1958, № 4, с. 32—34 с ил.

40. **Шуйский В. П.** Расчет электрических машин. Л., «Энергия», 1970. 730 с. с ил.

41. **Юдин Е. Я.** Борьба с шумом. М. Стройиздат, 1964. 687 с. с ил.

42. **Alger P. L.** The magnetic noise of polyphase induction motors. TAIEE, 1954, p. 75—82 with ill.

43. **Jordan H.** Geräuscharme Elektromotor. Essen, 1952. 82 S. mit Ill.

44. **Jorban H., Müller-Tornfelde H.** Akustische Wirkung der Schrägung bei Drehstromasynchroumaschinen mit Käfigläufern. ETZ-A, Bd. 82, 1961, S. 82—93 mit Ill.

45. **Jordan H., Nowack S, M. Weis.** Uber der magnetische Lärm von Sinchronmaschinen. E und M, 84, 1967, S. 62—69 mit Ill.

46. **Jordan H., Schlüssel G.** Uber den magnetischen Larm von mittelfreqwenz-generatoren mit Loreuzwicklung. AEG—Mitt, 52, 1962, 11/12, S. 34—39 mit Ill.

47. **Jordan H. Staiger A.** Über den magnetischen Lärm von Synchroumaschinen mit Einzelpolen, AEG—Mitt, 1962, 52, N 1—2, S. 44—48 mit Ill.

48. **Putz W.** Über das magnetische Geräusch synchrouer Einzelpolmaschinen. Z. für El., 1948, S. 127—132 mit Ill.

49. **Hübner G.** Aerodinamische Geräusche umlaufender Maschinenteile VDI—Bericht, 1961, S. 95—104 mit Ill.

50. **Rentzsh H.** Luftströmungsgerüusche in elektrische Maschinen. ETZ—A, 1961, 82, N 24, S. 76—82 mit Ill.

51. **Jordan H.** Die Entwicklung auf dem Gebiet der Geräusche und Vibrationen von Asynchroumaschinen, Acta Technica GSAV, 1965, № 6, S. 623—660 mit Ill.

52. **Hamata V.** Magneticke pricing hluku Synchronnich strojů. Elektrotechn. Obzor, 43, 1954, 9, s. 340—352 c il.

53. **Chmelik K.** Hluk kartacu elektrickych strojů. Elektrotechnik, 22, 1967. № 1, s. 3—7 c il.

54. **Hamata V.** Magneticke hluk stejnosměrných strojů. Elektrotechn. Obzor, 1954, s. 455—468 c il.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. **Некоторые сведения из акустики** 5

1-1. Колебания и звук . . . . . —
1-2. Единицы измерения шума и вибрации 7
1-3. Излучение шума 10
1-4. Распространение шума 11
1-5. Вредное влияние шума на человеческий организм 12

Глава вторая. **Источники шума и вибрации электрических машин** . . . 13

2-1. Краткая характеристика источников . . . . . —
2-2. Разделение источников шума и вибрации 16
2-3. Некоторые выводы 17

Глава третья. **Расчет вибрации и излучаемого шума** 18

3-1. Метод расчета вибрации . . . . . —
3-2. Одномассовая колебательная система 19
3-3. Двухмассовая колебательная система 23
3-4. Учет вибропоглощения 26
3-5. Вибрация статоров, возбуждаемая электромагнитными силами 27
3-6. Излучение магнитного шума корпусом машины 31

Глава четвертая. **Магнитный шум асинхронных электродвигателей** . . . 34

4-1. Основные уравнения . . . . . —
4-2. Магнитодвижущие силы обмоток статора и ротора 35
4-3. Магнитная проводимость воздушного зазора 36
4-4. Магнитное поле в воздушном зазоре 37
4-5. Радиальные силы, создаваемые магнитными полями 40
А. Вибрация, возбуждаемая пазовыми гармониками 44
Б. Вибрация, возбуждаемая высшими обмоточными гармониками: $\nu = -87$, $\mu = -85$ 45
4-6. Влияние режима работы на уровень громкости магнитного шума 48
4-7. Выбор числа пазов короткозамкнутого ротора 49
4-8. Влияние скоса пазов на вибрацию и шум 54
4-9. Влияние эксцентричности воздушного зазора на магнитный шум 61
4-10. Насыщение стали 64
4-11. Влияние неравномерности распределения токов в обмотке с несколькими параллельными ветвями 65

Глава пятая. **Магнитный шум синхронных машин** 68

5-1. Общие сведения . . . . . —
5-2. Вибрация двойной частоты сети . . . . . —
А. Вибрация статора двухполюсного турбогенератора 69
Б. Вибрация статора гидрогенератора 74
5-3. Вибрация, возбуждаемая высшими гармониками полей статора и ротора 76

5-4. Магнитный шум индукторных генераторов повышенной частоты 81
5-5. Результаты измерения шума и вибрации синхронных машин 82

Глава шестая. **Магнитный шум машин постоянного тока** 84

6-1. Принятые допущения . . . . —
6-2. Прямой паз по длине якоря, равномерный воздушный зазор под полюсом 85
6-3. Собственные колебания ярма 89
6-4. Прямой паз по длине якоря, эксцентрический воздушный зазор под полюсом 92
6-5. Скошенный паз по длине якоря, равномерный воздушный зазор под полюсом 93
6-6. Влияние нагрузки на магнитный шум 95
6-7. Влияние некоторых технологических отклонений . . . . . —

Глава седьмая. **Аэродинамический шум** 96

7-1. Общие замечания . . . . —
7-2. Образование аэродинамического шума 97
7-3. Шум вентилятора . . . . —
7-4. Шум, возникающий от вращения ротора 102
7-5. Применение глушителей шума 104
7-6. Аэродинамический шум машин различного исполнения 107

Глава восьмая. **Колебания роторов** 110

8-1. Колебания вала с одной сосредоточенной массой . . . . . . —
8-2. Определение критических скоростей ротора 112
8-3. Влияние различных факторов на критическую скорость вращения 119
8-4. Критические скорости второго рода 123
8-5. Уравновешивание роторов 125
8-6. Тепловой небаланс 133
8-7. Вибрация от овальности цапф ротора 136
8-8. Вибрация машин, возбуждаемая небалансом 137
8-9. Центровка линии вала 138
8-10. Крутильные колебания 139

Глава девятая. **Вибрация, возбуждаемая подшипниками качения** . . . 142

9-1. Общие сведения . . . . —
9-2. Требования к конструкции и производству 144
9-3. Источники вибраций подшипников качения 148

Глава десятая. **Шум щеточного аппарата** 151

10-1. Причины щеточного шума . . . . —
10-2. Шум скользящего контакта . . . . —

Глава одиннадцатая. **Виброизоляция машин** 153

11-1. Эффективность виброизоляции . . . . —
11-2. Частота свободных колебаний амортизированных машин [18] 156
11-3. Двухкаскадное амортизирующее крепление 160
11-4. Конструкция и выбор амортизаторов 163

Глава двенадцатая. **Измерение шума электрических машин** 165

12-1. Условия и методы измерений . . . . —
12-2. Измерительная аппаратура 168
12-3. Установка и режим работы испытуемой машины 168
12-4. Проведение измерений и обработка результатов 170

Приложения 172

Список литературы 193

ИСААК ГРИГОРЬЕВИЧ ШУБОВ

ШУМ И ВИБРАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Редактор *В. Н. Миханкова*
Художественный редактор *Г. А. Гудков*
Технический редактор *В. И. Ботикова*
Корректор *С. В. Иовенко*

Сдано в набор 27/XI 1973 г. Подписано к печати 28/I 1974 г.
М-22172. Формат 60×90/16. Бумага типографская № 3.
Печ. л. 12,5. Уч.-изд. л. 13,09. Тираж 9 000 экз.
Заказ № 894, Цена 79 коп.

Ленинградское отделение издательства «Энергия».
192041, Ленинград, Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10.